



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**SLOUPOVÝ JEŘÁB**

PILLAR JIB CRANE

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

BACHELOR'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

Martin Petrů

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

**BRNO 2019**

# Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **Martin Petru**  
Studijní program: Strojírenství  
Studijní obor: Základy strojního inženýrství  
Vedoucí práce: **Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.**  
Akademický rok: 2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

## Sloupový jeřáb

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Konstrukční návrh sloupového jeřábu k pomocným zvihovým operacím při manipulaci s břemenem v dílně dle zadanych parametrů.

Vyložení 3500 mm.

Výška zdvihu 2500 mm.

Nosnost jeřábu 500 kg.

Pohon zdvihu, pojezdu a otáčení – ruční.

### Cíle bakalářské práce:

Popis konstrukčního řešení nosné konstrukce jeřábu.

Popis použitých mechanismů.

Pevnostní kontrola konstrukce.

Celková sestava a výkresy dílů nosné konstrukce.

### Seznam doporučené literatury:

HLAVENKA, B.: Manipulace s materiálem: systémy a prostředky manipulace s materiálem, vyd. 4., Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2008, 164 s., ISBN: 978-80-214-3607-7

REMTA, F., KUPKA, L., DRAŽAN, F.: Jeřáby, 2., přeprac. a dopln. vyd., SNTL Praha, 1975

JURÁŠEK, O.: Teorie nosných konstrukcí, skripta VUT v Brně, 1989

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem konstrukčního řešení sloupového jeřábu s ručními pohony do dílenského prostředí. Parametry daného jeřábu při vyložení jsou 3500 mm s výškou zdvihu 2500 mm. Maximální únosnost jeřábu je 500 kg. Práce obsahuje výpočetní a návrhovou část s kontrolními výpočty dle příslušných norem. Řeší hlavní části konstrukce a podává vlastní návrh ruční bezpečnostní brzdy otoče výložníku.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Sloupový jeřáb, výložník, sloup, kladkostroj, bezpečnostní brzda, konstrukce

## ABSTRACT

This bachelor thesis is dealing with a design of a column-mounted hand driven jib crane for workshop applications. The crane main parameters are 3500 mm working range and 2500 mm lifting height. The maximal load capability is 500 kg. This thesis contains of the analytical calculations and the design process with the checking calculations according to the corresponding standards. The main part is focused on the jib crane construction and proposes the original design of the hand operated safety swivel boom break.

## KEYWORDS

Jib crane, boom, column, hoist, safety brake, construction

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PETRŮ, M. *Sloupový jeřáb*. Brno, 2019. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 66 s. Vedoucí diplomové práce Přemysl Pokorný.

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Přemysla Pokorného, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2019

.....

Martin Petřů

## PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval své rodině za umožnění studia na této škole a veškerou podporu při něm. Dále děkuji svému vedoucímu práce Přemyslu Pokornému, který mě trpělivě vedl při vypracovávání této práce a dával širší pohled na problematiku při navrhování konstrukčních částí. Nemalé díky patří také mým přátelům, kteří mi dělají radost a posouvají vpřed a velké díky Bohu, který věřím, že je dobrým konstruktérem nás všech a dává mi smysluplný a hojný život dle svého zaslíbení v Bibli.

## OBSAH

Úvod.....	10
1 Shrnutí zadání .....	11
1.1 Rekapitulace údajů .....	11
1.2 Charakter pracovního prostředí.....	11
2 Cíle práce .....	12
2.1 Rekapitulace hlavních bodů cílů práce.....	12
3 Zvolení konstrukce sloupového jeřábu.....	13
3.1 Rozdělení sloupových jeřábů dle konstrukce a otáčení výložníku [13] .....	13
3.1.1 Konstrukce s možností otáčení výložníku o 360° se spodní podporou .....	13
3.1.2 Konstrukce s možností otáčení výložníku o 270° se spodní podporou .....	13
3.1.3 Konstrukce s možností otáčení výložníku o 270° s horní podporou .....	14
3.2 Volba konstrukce výložníku .....	14
4 Výpočet dynamických součinitelů .....	15
4.1 Dynamický součinitel gravitačních účinků od hmotnosti jeřábu ( $\phi_1$ ) .....	15
4.2 Dynamický součinitel pro účinky kmitání, při zvedání volně ležícího břemene ( $\phi_2$ ) ..	15
4.3 Dynamický součinitel náhlého uvolnění břemena zdvihu ( $\phi_3$ ).....	15
4.4 Dynamický součinitel zohledňující jízdu po nerovném povrchu ( $\phi_4$ ).....	15
4.5 Dynamický součinitel zohledňující zrychlení pohonů ( $\phi_5$ ) .....	16
4.6 Dynamický součinitel zkušebního břemene .....	16
4.7 Dyn. souč. při statické zkoušce ( $\phi_6S$ ).....	16
4.8 Dynamický součinitel způsobený silami na nárazníky ( $\phi_7$ ).....	16
4.9 Dynamický součinitel neúmyslného odpadnutí břemena zdvihu ( $\phi_9$ ).....	16
5 Výpočet účinků zatížení .....	18
5.1 Zatížení od hmotnosti konstrukce a jejích částí .....	18
5.2 Zatížení od hmotnosti břemene zdvihu .....	19
5.3 Zatížení na nárazníky způsobené pojezdem kladkostroje .....	20
5.4 Zatížení silou od kladkostroje s břemenem na nárazníky, způsobenou odstředivou silou od otáčení výložníku .....	21
5.5 Zatížení od klopících sil na výložník způsobené vychýlením břemene .....	22
5.6 Zatížení při statické zkoušce .....	23
5.7 Zatížení při dynamické zkoušce.....	23
6 Kombinace zatížení .....	25
6.1 Výsledné vnitřní účinky vybrané pro kombinaci zatížení C5 – U7 .....	28
7 Návrh hlavních profilů konstrukce.....	31
7.1 Návrh profilu výložníku [2] .....	31
7.2 Návrh profilu sloupu [3] .....	32
8 Výpočet redukovaného napětí ve zvolených bodech vybraných průřezů .....	33
8.1 Volba místa řezu I .....	33
8.2 Popis obrázku 8.2 .....	34
8.3 Vyhodnocení tabulky 8.2.....	35



8.4	Volba místa řezu II .....	35
8.5	Popis obrázku 8.4 .....	36
8.6	Vyhodnocení tab. 8.3 .....	37
8.7	Volba místa řezu III .....	37
8.8	Popis obrázku 8.6 .....	38
8.9	Vyhodnocení tab. 8.5 .....	39
9	Prokázání únavové pevnosti .....	40
10	Kontrolní výpočty způsobilosti konstrukce .....	42
10.1	Určení imperfekce sloupu .....	42
10.2	Kontrola sloupu na tlak .....	42
10.3	Kontrola výložníku na ohyb .....	43
10.4	Kontrola klopení výložníku .....	43
11	Návrh hlavních konstrukčních částí .....	45
11.1	Uchycení otoče výložníku se sloupem .....	45
11.1.1	Návrh a kontrola čepu C .....	45
11.1.2	Kontrola čepu C na střih: [7, str. 286] .....	46
11.1.3	Kontrola čepu C na ohyb: [7, str. 286] .....	46
11.1.4	Návrh ložiska C .....	46
11.1.5	Kontrola svaru výložníku s trubicí C [7, str.501] .....	47
11.2	Návrh ložisek B .....	48
11.2.1	Kontrola čepů ložisek B na střih: .....	49
11.3	Ukotvení jeřábu k základovému tělesu .....	49
11.3.1	Kontrola šroubů na namáhání tahem: .....	49
11.3.2	Kontrola šroubů na namáhání smykem: .....	50
11.4	Kontrola svaru podpory a výložníku .....	51
11.5	Kontrola svaru podpory a prvku nesoucí ložiska B .....	52
12	Návrh bezpečnostní brzdy otoče výložníku .....	53
12.1	Výpočet síly v laně: .....	54
12.2	Volba komponent brzdy .....	55
	Závěr .....	57
	Použité informační zdroje .....	58
	Seznam použitých zkratk a symbolů .....	60
	Seznam příloh .....	66

## ÚVOD

Jeřáby jsou stroje, které už od nepaměti napomáhají člověku se zdviháním a manipulací břemen, které svou váhou přesahují lidské schopnosti. Postupem let člověk vyvinul mnoho typů jeřábových konstrukcí s rozličným použitím. Ve své práci se zabývám typem sloupového jeřábu. Konstrukce takového typu umožňuje zvedání břemene na vysunutém rameni, které je otočně spojeno se svislým sloupem. Pro zdvih břemene používají jeřáby různé mechanismy obecně označené jako kladkostroje. V dnešní době je pohon zdvihu řešen převážně elektrickou energií, která je převáděna na mechanickou. Ve své práci řeším všechny pohony pouze jako mechanické. Pro vynaložení potřebné energie pro zdvih břemene se zde docílí převodem ozubenými koly. Ty jsou poháněny řetězem. Základním parametrem všech jeřábů je jejich nosnost. U sloupových jeřábů může nosnost dosahovat až dvaceti tun. Od nosnosti se odvíjí celý návrh konstrukce, proto se musí uvažovat jejich použití. Nejčastěji se sloupové jeřáby používají ve skladech či při pomocných pracích ve výrobních halách či dílnách.

## 1 SHRnutí ZADÁNÍ

Dle zadání se jedná o sloupový jeřáb s nosností 0,5 t s praktickým využitím v dílně pro manipulaci s těžšími břemeny. Dle umístění jeřábu je možné zanedbat negativní účinky venkovního prostředí jako je například vítr či námraza. Požadavek na veškeré pohony je řešen bez využití elektřiny pohony ručními, čímž rovněž odpadají úvahy o stavech s výpadkem elektřiny a krizovém režimu. Rovněž ruční pohony usnadňují ovládání jeřábu z hlediska vědomostního.

### 1.1 REKAPITULACE ÚDAJŮ

Nosnost	500 Kg
Délka vyložení	3500 mm
Výška zdvihu	2500 mm

Pohon zdvihu, pojezdu a otáčení – ruční.

### 1.2 CHARAKTER PRACOVNÍHO PROSTŘEDÍ

Dle zadání je umístění jeřábu do dílny. Lze zde předpokládat menší prostory než například ve skladové hale. Proto ve své práci navrhuji možnost otáčení výložníku o 360° pro snadnější manipulaci. Je zde také zapotřebí počítat s bezpečností na pracovišti. Proto navrhuji bezpečnostní brzdu, která při manipulaci s břemenem zamezuje otáčení výložníku. Je zde nutné počítat s dobrou přístupností ovládání brzd, proto je její ovládání umístěno na pojezdném kladkostroji. Brzdu navrhuji jako třecí a pro zajištění funkčnosti je brzdový kotouč od sloupu jeřábu odsazen přivařením na děrovaný plech, který zajišťuje odtékání nečistot a olejů.

## 2 CÍLE PRÁCE

Cílem práce je návrh koncepce sloupového jeřábu dle zadaných vstupních parametrů s využitím v dílenském prostředí. Daná konstrukce musí splňovat veškeré bezpečnostní náležitosti a projít pevnostním a kontrolním výpočtem, který se řídí dle příslušných norem.

### 2.1 REKAPITULACE HLAVNÍCH BODŮ CÍLŮ PRÁCE

- 1) Popis konstrukčního řešení nosné konstrukce jeřábu
- 2) Popis použitých mechanismů
- 3) Pevnostní kontrola konstrukce
- 4) Celková sestava a výkresy dílů nosné konstrukce

### 3 ZVOLENÍ KONSTRUKCE SLOUPOVÉHO JEŘÁBU

#### 3.1 ROZDĚLENÍ SLOUPOVÝCH JEŘÁBŮ DLE KONSTRUKCE A OTÁČENÍ VÝLOŽNÍKU [13]

##### 3.1.1 KONSTRUKCE S MOŽNOSTÍ OTÁČENÍ VÝLOŽNÍKU O 360° SE SPODNÍ PODPOROU

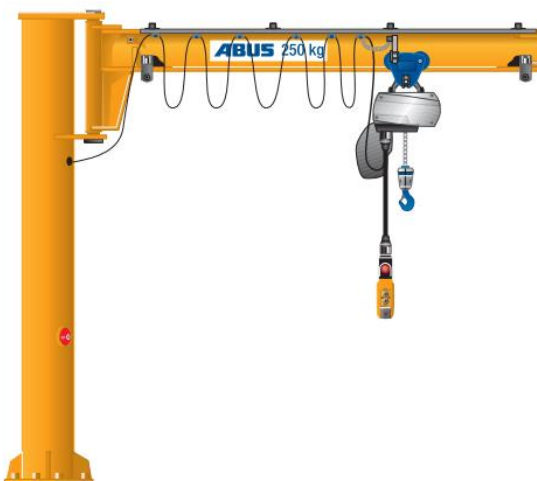


*Obr. 3.1.1: Otáčení výložníku 360° se spodní podprou [13]*

Popis obr. 3.1.1:

Zde je konstrukce sloupového jeřábu řešena jako plně otočná se spodní podpěrou. Nosnost tohoto jeřábu od firmy *Abus* může být až 4 t s maximální délkou vyložení 8 m.

##### 3.1.2 KONSTRUKCE S MOŽNOSTÍ OTÁČENÍ VÝLOŽNÍKU O 270° SE SPODNÍ PODPOROU

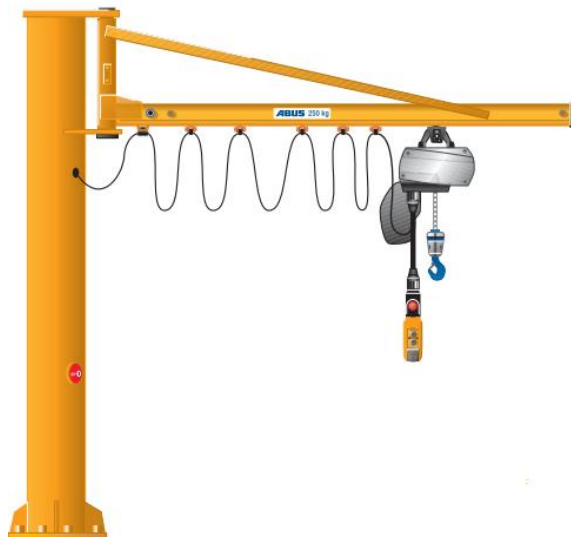


*Obr. 3.1.2: Otáčení výložníku 270° se spodní podprou [13]*

Popis obr. 3.1.2:

Konstrukce tohoto jeřábu umožňuje otáčení výložníku pouze o 270°. Tento jeřáb od stejnojmenné firmy se vyznačuje lehkou konstrukcí a snadnou pohyblivostí výložníku. Jeho nosnost dosahuje 0,5 t s délkou vyložení 4 m.

### 3.1.3 KONSTRUKCE S MOŽNOSTÍ OTÁČENÍ VÝLOŽNÍKU O 270° S HORNÍ PODPOROU



*Obr. 3.1.3: Otáčení výložníku 270° s horní podporou [13]*

Popis obr. 3.1.3:

Tato konstrukce výložníku s horní podporou zvyšuje tomuto jeřábu nosnost až na 1 t s maximální délkou vyložení 5 m. Jedná se o jeřáb od stejné firmy s lehkou konstrukcí (DIN 15018 H2/B2).

## 3.2 VOLBA KONSTRUKCE VÝLOŽNÍKU

Volím konstrukci prvního typu s možností otáčení výložníku o 360° se spodní podpěrou.

## 4 VÝPOČET DYNAMICKÝCH SOUČINITELŮ

### 4.1 DYNAMICKÝ SOUČINTEL GRAVITAČNÍCH ÚČINKŮ OD HMOTNOSTI JEŘÁBU ( $\Phi_1$ )

Při zdvihání břemena ze země, nebo při jeho uvolnění se dyn. součinitelem  $\phi_1$  zohledňuje vybuze kmitání konstrukce jeřábu. Proto se gravitační síla od konstrukce jeřábu, nebo jeho částí vynásobí dyn. součinitelem  $\phi_1$ . [1, str. 12]

Hodnota  $\delta$  závisí na konstrukci jeřábu a je určena.

$$\phi_1 = 1 + \delta \quad (1)$$

$$\delta \in \langle 0; 0,1 \rangle$$

$$\phi_1 = 1,1$$

### 4.2 DYNAMICKÝ SOUČINTEL PRO ÚČINKY KMITÁNÍ, PŘI ZVEDÁNÍ VOLNĚ LEŽÍCÍHO BŘEMENE ( $\Phi_2$ )

Při samotném zdvihu břemena ze země se vyvolá kmitání působící svisle na břemeno, proto se hmotnost břemene musí násobit dyn. součinitelem  $\phi_2$ . [1, str. 12]

$$\phi_2 = \phi_{2min} + \beta_2 \cdot v_h \quad (2)$$

$$\phi_2 = 1,212$$

$$v_h = 0,0183 \text{ ms}^{-1} \quad \text{zvedací rychlost kladkostroje}$$

$$\beta_2 = 0,68 \text{ sm}^{-1} \quad \dots \text{dle třídy tuhosti HC4-nutno měřit v reálných podmínkách, proto volena nejhorší možná tuhost}$$

$$\phi_{2min} = 1,2 \quad \dots \text{volba třídy HD1 (mikro zdvih není k dispozici)}$$

### 4.3 DYNAMICKÝ SOUČINTEL NÁHLÉHO UVOLNĚNÍ BŘEMENA ZDVIHU ( $\Phi_3$ )

Při manipulaci s břemenem může dojít k jeho náhlému uvolnění. Proto se špička dynamického účinku na jeřáb zohledňuje vynásobením břemena zdvihu dyn. součinitelem  $\phi_3$ . [1, str. 14]

$$\phi_3 = 1 - \frac{\Delta m_B}{m_B} \cdot (1 + \beta_3) \quad (3)$$

$$\phi_3 = -0,475$$

$$\beta_3 = 0,5 \quad \dots \text{hodnota určena pro jeřáby s pomalým uvolňováním břemene (bez magnetu)}$$

### 4.4 DYNAMICKÝ SOUČINTEL ZOHLEDŇUJÍCÍ JÍZDU PO NEROVNÉM POVRCHU ( $\Phi_4$ )

Rameno jeřábu je tvořeno jedním rovným I – profilem, proto se s dyn. součinitelem  $\phi_4$  nepočítá.

#### 4.5 DYNAMICKÝ SOUČINITEL ZOHLEDŇUJÍCÍ ZRYCHLENÍ POHONŮ ( $\Phi_5$ )

Součinitel zatížení, který na jeřábu zohledňuje zrychlení, či brždění pohonů. [1, str. 16]

Součinitel  $\Phi_5$  volím 1,5 – hodnota odpovídající podmínkám převodových skříní.

#### 4.6 DYNAMICKÝ SOUČINITEL ZKUŠEBNÍHO BŘEMENE

Dyn. souč. při dynamické zkoušce ( $\Phi_{6D}$ ). [1, str. 27]

Zkušební břemeno musí mít nejméně 110% jmenovité hmotnosti.

$$\Phi_{6D} = 0,5 \cdot (1 + \Phi_2) \quad (4)$$

$$\Phi_{6D} = 1,106$$

#### 4.7 DYN. SOUČ. PŘI STATICKÉ ZKOUŠCE ( $\Phi_{6S}$ )

Zkušební břemeno musí mít nejméně 125 % jmenovité hmotnosti. [1, str. 27]

$$\Phi_{6S} = 1$$

#### 4.8 DYNAMICKÝ SOUČINITEL ZPŮSOBENÝ SILAMI NA NÁRAZNÍKY ( $\Phi_7$ )

$\Phi_7 = 1,25$  ...voleno dle výběru pružinových nárazníků, kde  $\xi=0,5$  [1, str. 27]

#### 4.9 DYNAMICKÝ SOUČINITEL NEÚMYSLNÉHO ODPADNUTÍ BŘEMENA ZDVIHU ( $\Phi_9$ )

$\Phi_9 = -0,3$  ...voleno dle stanovení norem [1, str. 30]



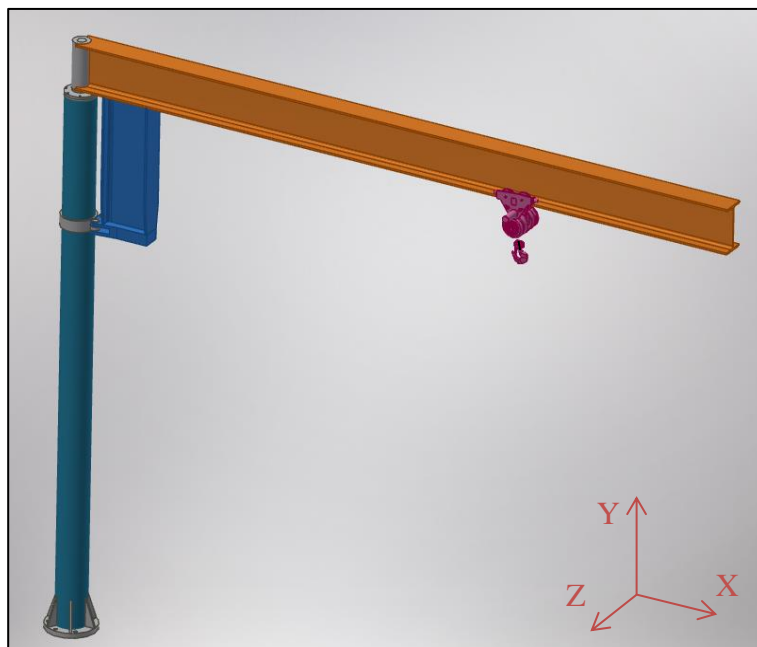
Tabulka 4: Přehled všech dynamických součinitelů

Název dynamických součinitelů	Značení	Hodnota
Dynamický součinitel gravitačních účinků od hmotnosti jeřábu	$\phi_1$	1,1
Dynamický součinitel pro účinky kmitání, při zvedání volně ležícího břemene	$\phi_2$	1,212
Dynamický součinitel náhlého uvolnění břemena zdvihu	$\phi_3$	-0,475
Dynamický součinitel zohledňující jízdu po nerovném povrchu	$\phi_4$	-
Dynamický součinitel zohledňující zrychlení pohonů	$\Phi_5$	1,5
Dynamický součinitel zkušebního břemene	$\phi_{6D}$	1,106
	$\phi_{6S}$	1
Dynamický součinitel způsobený silami na nárazníky	$\phi_7$	1,25
Dynamický součinitel neúmyslného odpadnutí břemena zdvihu	$\phi_9$	-0,3

## 5 VÝPOČET ÚČINKŮ ZATÍŽENÍ

Stanovení účinků zatížení je provedeno dle norem. [1, str. 34]

### 5.1 ZATÍŽENÍ OD HMOTNOSTI KONSTRUKCE A JEJÍCH ČÁSTÍ



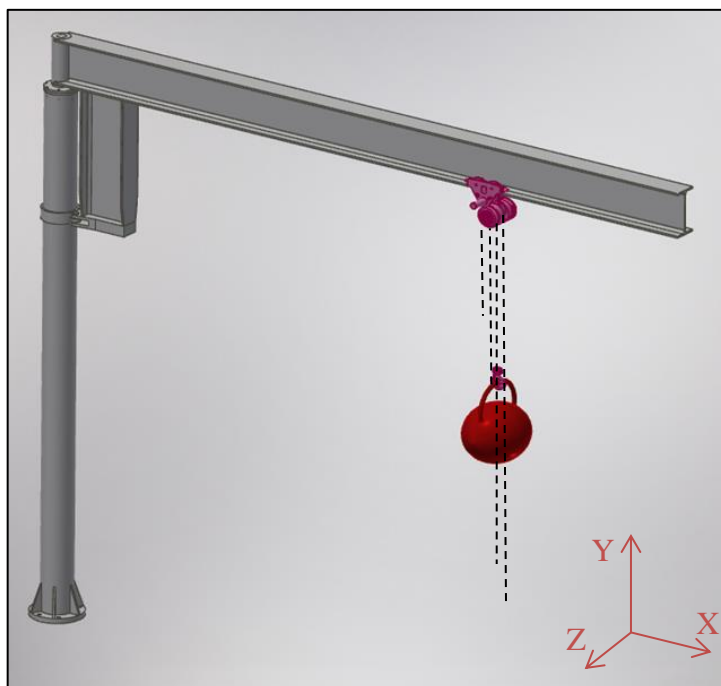
Obr. 5.1: Konstrukce sloupového jeřábu

výložník - ■ podpěra - ■ kladkostroj - ■ sloup - ■

Tabulka 5.1: Účinky zatížení vyvolané od hmotnosti konstrukce

Název	Označení	Velikost hmotnosti [Kg]
Výložník	$m_v$	108,37
Podpora	$m_p$	20,88
Kladkostroj	$m_k$	18,6
Sloup	$m_s$	141
Výložník, podpěra	$m_{vp}$	129,5
Celá konstrukce	$m_c$	289

## 5.2 ZATÍŽENÍ OD HMOTNOSTI BŘEMENE ZDVIHU



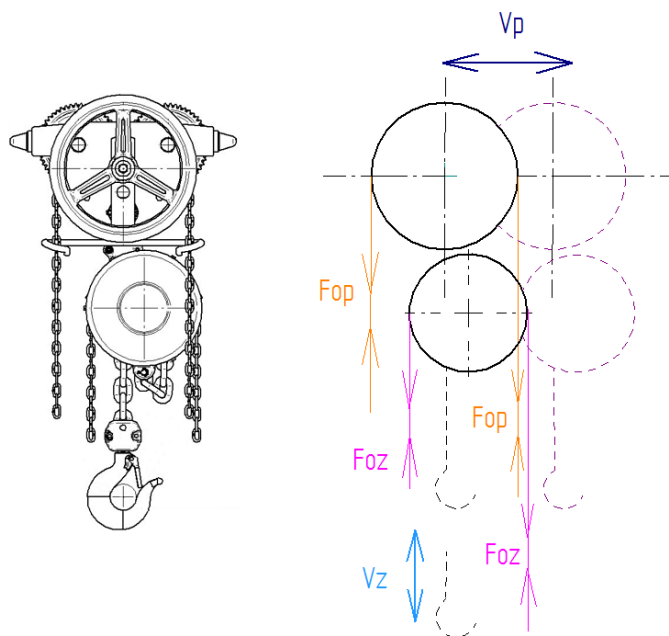
Obr. 5.2: Účinek zatížení od hmotnosti břemene  
kladkostroj - ■ břemeno - ■

Tabulka 5.2: Účinky zatížení vyvolané od hmotnosti břemene

Název	Označení	Hmotnost [Kg]
Hmotnost břemene	$m_B$	500
Hmotnost břemene s kladkostrojem	$m_{BK}$	518,6

### 5.3 ZATÍŽENÍ NA NÁRAZNÍKY ZPŮSOBENÉ POJEZDEM KLADKOSTROJE

Volba řetězového kladkostroje typ Z220 – B. [15] Kladkostroj se uvádí do pohybu lidskými silami ručně pomocí řetězového převodu. Pro pohyb zdvihu jsou zapotřebí ovládací síly o velikosti 300 N a pro pojezd síly velikosti 250 N.



Obr. 5.3: Síly působící na kladkostroji

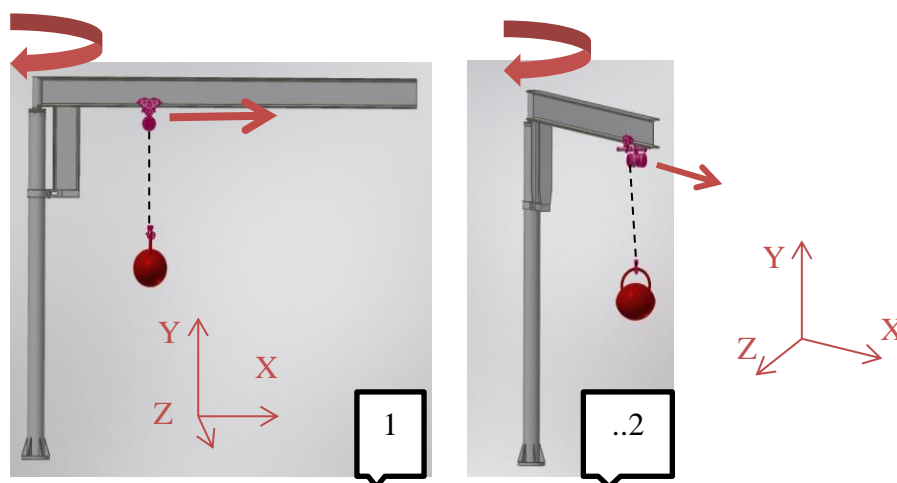
- – ovládací síla pro pojezd; ■ – ovládací síla pro zdvih;
- – zvedací rychlost; ■ – pojezdová rychlost

Tabulka 5.3. Technické parametry kladkostroje

Název	Označení	Hodnota
Nosnost [t]	–	0,5
Řetěz [mm]	–	Ø5 x 15
Ovládací síla pro pojezd [N]	F <sub>op</sub>	250
Ovládací síla pro zdvih [N]	F <sub>oz</sub>	300
Zvedací rychlost [m/s]	$v_h$	0,0183
Pojezdová rychlost [m/s]	$v_p$	0,08
Hmotnost [kg]	m <sub>k</sub>	18,6

#### 5.4 ZATÍŽENÍ SILOU OD KLADKOSTROJE S BŘEMENEM NA NÁRAZNÍKY, ZPŮSOBENOU ODSŘEDIVOU SILOU OD OTÁČENÍ VÝLOŽNÍKU

Pro její velikost se ve výpočtu zanedbává.



Obr. 5.3.2: Otáčení výložníku

Výpočet odstředivé síly a úhlové rychlosti:

$$F_O = m_{BK} \cdot \omega_V^2 \cdot a \quad (5)$$

$$\omega_V = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_V}{60} \quad (6)$$

Výpočet zatížení na nárazníky při ručním ovládání pojezdu kladkostroje:

$$F_N = m_{BK} \cdot a_{BK} \quad (7)$$

$$a_{Ba} = \frac{v_{k2} - v_{k1}}{t_2 - t_1} \quad (8)$$

Výpočet kinetické energie počítané pro volbu nárazníků:

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot m_{Ba} \cdot 0,8 \cdot v_k^2 \quad (9)$$

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot 500 \cdot 0,8 \cdot 0,08^2$$

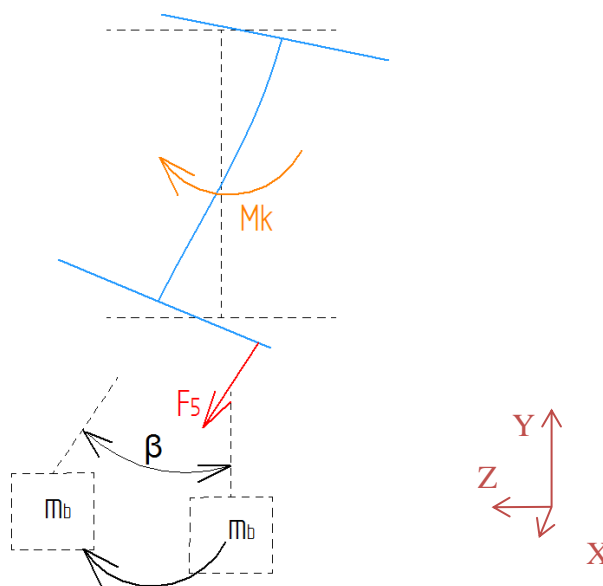
$$E_k = 1,328 \text{ J}$$

Pro  $E_k = 1,328 \text{ J}$  odpovídají nárazníky s pohlcující silou 900 N.

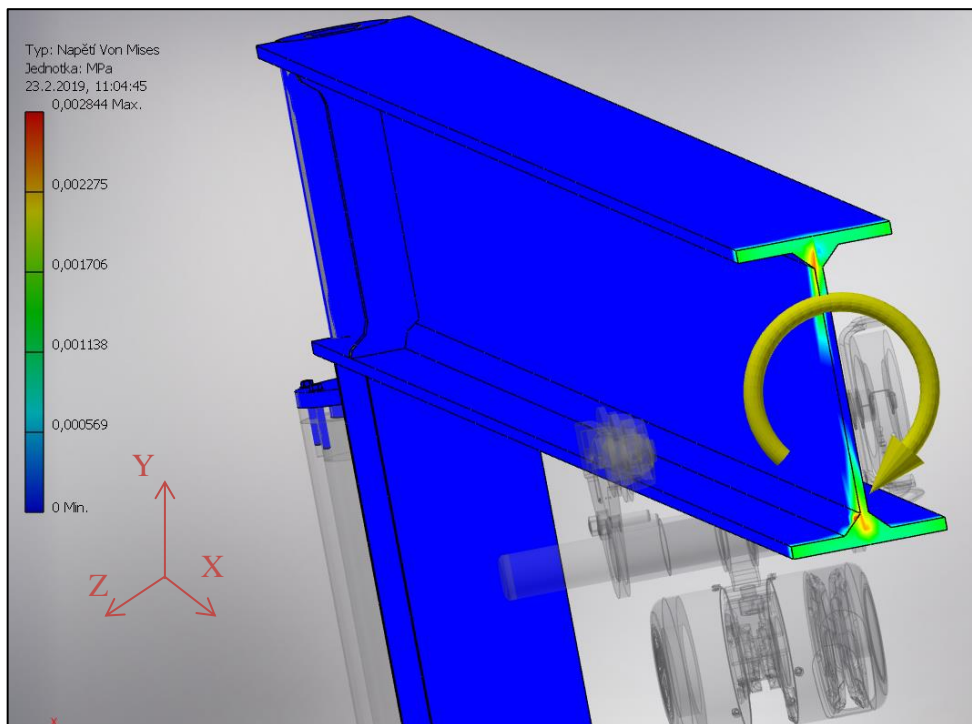
Nárazníky volím typ 017220-016x008. [14, str. 13]

## 5.5 ZATÍŽENÍ OD KLOPÍCÍCH SIL NA VÝLOŽNÍK ZPŮSOBENÉ VYCHÝLENÍM BŘEMENE

Zatěžující stav s klopícími silami nastane v případě vychýlení břemene. Počítá se s maximálním úhlem vychýlení  $5^\circ$  (úhel  $\beta$  viz. obr. 5.4.).



Obr. 5.4: Klopení výložníku pod úhlem  $\beta$



Obr. 5.5: Pevnostní analýza výložníku při působení krouťicího momentu v kombinaci zatížení C5-U7 viz. tabulka 8.2

Vypočítané napětí ve zvolených bodech 1-4 (viz. kap. 8 výpočet redukovaných napětí)  
 $\tau_k = 0,00121 \text{ MPa}$ .

Výpočet síly působící na výložník při klopení:

$$F_{KL} = \frac{F_{BK}}{\cos(\beta)} \quad (10)$$

## 5.6 ZATÍŽENÍ PŘI STATICKÉ ZKOUŠCE

Zkušební břemeno musí být nejméně 125 % břemena jmenovité hmotnosti. Zkušební břemeno může být po dobu zkoušky zavěšeno bez použití pohonů.

$$F_{SZ} = m_{Stat} \cdot g = 1,25 \cdot m_{Bk} \cdot g \quad (11)$$

$$F_{SZ} = 1,25 \cdot 518,6 \cdot 9,81 = 6360 \text{ N}$$

## 5.7 ZATÍŽENÍ PŘI DYNAMICKÉ ZKOUŠCE

Zkušební břemeno musí být nejméně 110 % břemena jmenovité hmotnosti. Zkušební břemeno musí být po dobu zkoušky přemísťováno pomocí pohonů způsobem, jakým bude jeřáb používán.

$$F_{DZ} = m_{Dyn} \cdot g = 1,1 \cdot m_{Bk} \cdot g \quad (12)$$

$$F_{DZ} = 1,1 \cdot 518,6 \cdot 9,81 = 5596 \text{ N}$$

Tabulka 5: Přehled zatížení

Název zatížení	Značení	Kategorie zatížení
Síla vyvolaná hmotností celé konstrukce	$F_{CK\ 1-6}$	Pravidelná
Síla vyvolaná hmotností sloupu	$F_S\ 1,2$	Pravidelná
Síla vyvolaná hmotností výložníku a podpory	$F_{V,P\ 3-6}$	Pravidelná
Síla vyvolaná hmotností břemena a kladkostroje	$F_{B,K}$	Pravidelná
Zatížení od síly pro ovládání zdvihu	$F_{OZ}$	Pravidelná
Síla vyvolaná vychýlením břemena z hlavní osy výložníku	$F_{KL}$	Výjimečná
Síla vyvolaná břemenem s kočkou při statické zkoušce	$F_{SZ}$	Výjimečná
Síla vyvolaná břemenem s kočkou při dynamické zkoušce	$F_{DZ}$	Výjimečná
Síla působící na nárazníky	$F_N$	Pravidelná



## 6 KOMBINACE ZATÍŽENÍ

Pro návrh a ověření pevnosti konstrukce jeřábu se použijí kombinace zatížení, které zohledňují nejnepříznivější možné zatěžující stavy působící na jeřábovou konstrukci, a která se použijí v souladu se zadáním.

Kombinace zatížení se stanoví dle norem [1, str. 35]. Použijí se zde účinky zatížení, které se pro příslušné kombinace násobí dynamickými součiniteli.

*Tabulka 6.1: Uvažovaná zatížení s popisem*

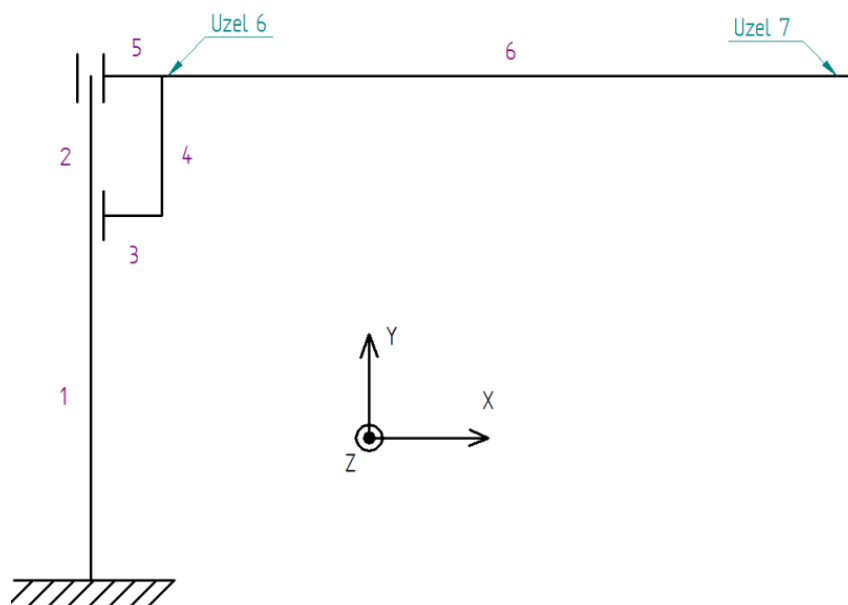
A1	Zdvihání a přemísťování břemen; zrychlení pohonu zdvihu se neuvažuje
A2	Náhlé uvolnění části břemena zdvihu, síly od pohonů zdvihu se zde neuvažují
A3	Zohlednění sil od pohonů zdvihu se zavěšeným břemenem
C3	Jeřáb za podmínek zkoušky; vlivy prostředí se neuvažují
C4	Jeřáb s břemenem zdvihu v kombinaci se silami na nárazníky
C5	Jeřáb s břemenem zdvihu v kombinaci s klopíci silami
C8	Jeřáb při neúmyslném odpadnutí břemena

Tabulka 6.2: Přehled kombinací zatěžovacích stavů

Č.	Kombinace - uzel	Zatěžovací stav	Značení	Souč. bezpeč.	Dyn. Souč.	Dyn. Souč.
1	A1 - U7	Zatížení od hmotnosti celé konstrukce	FCK 1-6	1,1	$\phi 1$	1,1
		Zatížení od hmotnosti břemena a kočky	FB,K	1,34	$\phi 2$	1,212
		Zatížení působící na nárazníky	FN	1,34	$\phi 5$	1,5
2	A1 - U6	Zatížení od hmotnosti celé konstrukce	FCK 1-6	1,1	$\phi 1$	1,1
		Zatížení od hmotnosti břemena a kočky	FB,K	1,34	$\phi 2$	1,212
		Zatížení působící na nárazníky	FN	1,34	$\phi 5$	1,5
3	A2 - U7	Zatížení od hmotnosti celé konstrukce	FCK 1-6	1,1	$\phi 1$	1,1
		Zatížení od hmotnosti břemena a kočky	FB,K	1,34	$\phi 3$	-0,475
		Zatížení působící na nárazníky	FN	1,34	$\phi 5$	1,5
4	A2 - U6	Zatížení od hmotnosti celé konstrukce	FCK 1-6	1,1	$\phi 1$	1,1
		Zatížení od hmotnosti břemena a kočky	FB,K	1,34	$\phi 3$	-0,475
		Zatížení působící na nárazníky	FN	1,34	$\phi 5$	1,5
5	A3 - U7	Zatížení od hmotnosti celé konstrukce	FCK 1-6	1,1	X	1
		Zatížení od hmotnosti břemena a kočky	FB,K	1,34	X	1
		Zatížení od síly pro ovládání zdvihu	FOZ	1,34	$\phi 5$	1,5

6	A3 - U6	Zatížení od hmotnosti celé konstrukce	FCK 1-6	1,1	X	1
		Zatížení od hmotnosti břemena a kočky	FB,K	1,34	X	1
		Zatížení od síly pro ovládání zdvihu	FOZ	1,34	φ5	1,5
9	C3 - Stat. zk.	Zatížení od hmotnosti celé konstrukce	FCK 1-6	1	φ1	1,1
		Zatížení od hmotnosti břemena a kočky	FB,K	1,1	φ6S	1
		Zatížení působící na nárazníky	FN	1,34	φ5	1,5
10	C3 - Dyn. zk.	Zatížení od hmotnosti celé konstrukce	FCK 1-6	1	φ1	1,1
		Zatížení od hmotnosti břemena a kočky	FB,K	1,1	φ6D	1,106
		Zatížení působící na nárazníky	FN	1,34	φ5	1,5
11	C4 - U7	Zatížení od hmotnosti celé konstrukce	FCK 1-6	1	X	1
		Zatížení od hmotnosti břemena a kočky	FB,K	1,1	X	1
		Zatížení působící na nárazníky	FN	1,1	φ7	1,25
12	C4 - U6	Zatížení od hmotnosti celé konstrukce	FCK 1-6	1	X	1
		Zatížení od hmotnosti břemena a kočky	FB,K	1,1	X	1
		Zatížení působící na nárazníky	FN	1,1	φ7	1,25
13	C5 - U7	Zatížení od hmotnosti celé konstrukce	FCK 1-6	1	X	1
		Zatížení od hmotnosti břemena a kočky	FB,K	1,1	X	1
		Zatížení od klopících sil	FKL	1,1	X	1
14	C5 - U6	Zatížení od hmotnosti celé konstrukce	FCK 1-6	1	X	1
		Zatížení od hmotnosti břemena a kočky	FB,K	1,1	X	1
		Zatížení od klopících sil	FKL	1,1	X	1
15	C8 - U7	Zatížení od hmotnosti celé konstrukce	FCK 1-6	1,1	X	1
		Zatížení od hmotnosti břemena a kočky	FB,K	1,34	φ9	-0,3
16	C8-U6	Zatížení od hmotnosti celé konstrukce	FCK 1-6	1,1	X	1
		Zatížení od hmotnosti břemena a kočky	FB,K	1,34	φ9	-0,3

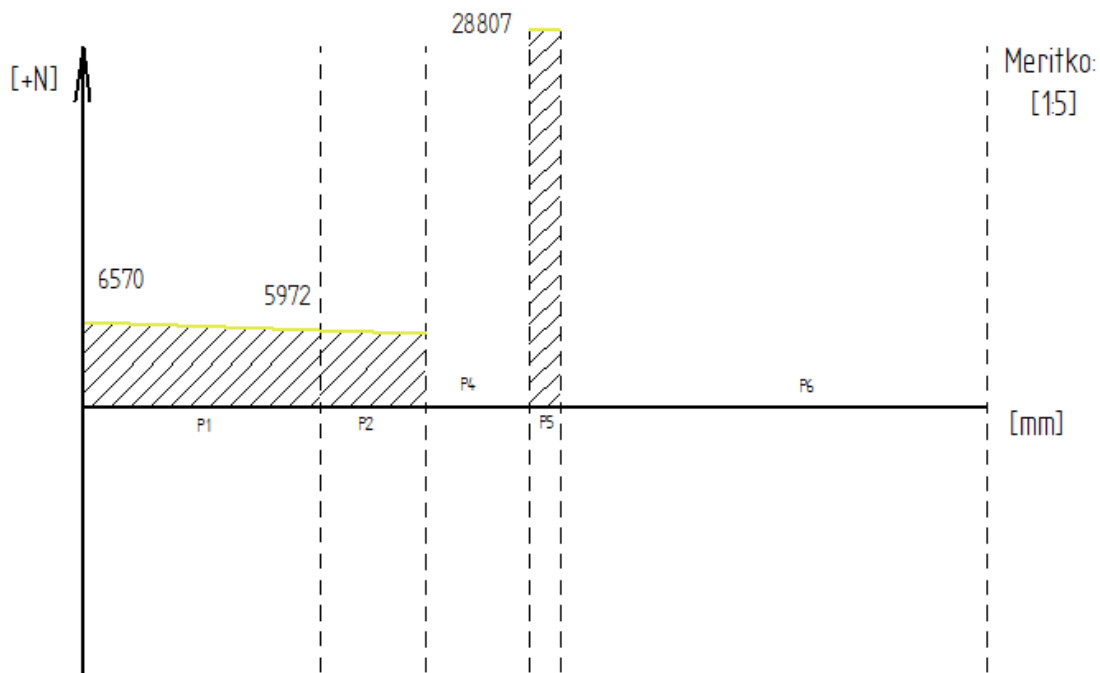
## 6.1 VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY VYBRANÉ PRO KOMBINACI ZATÍŽENÍ C5 – U7



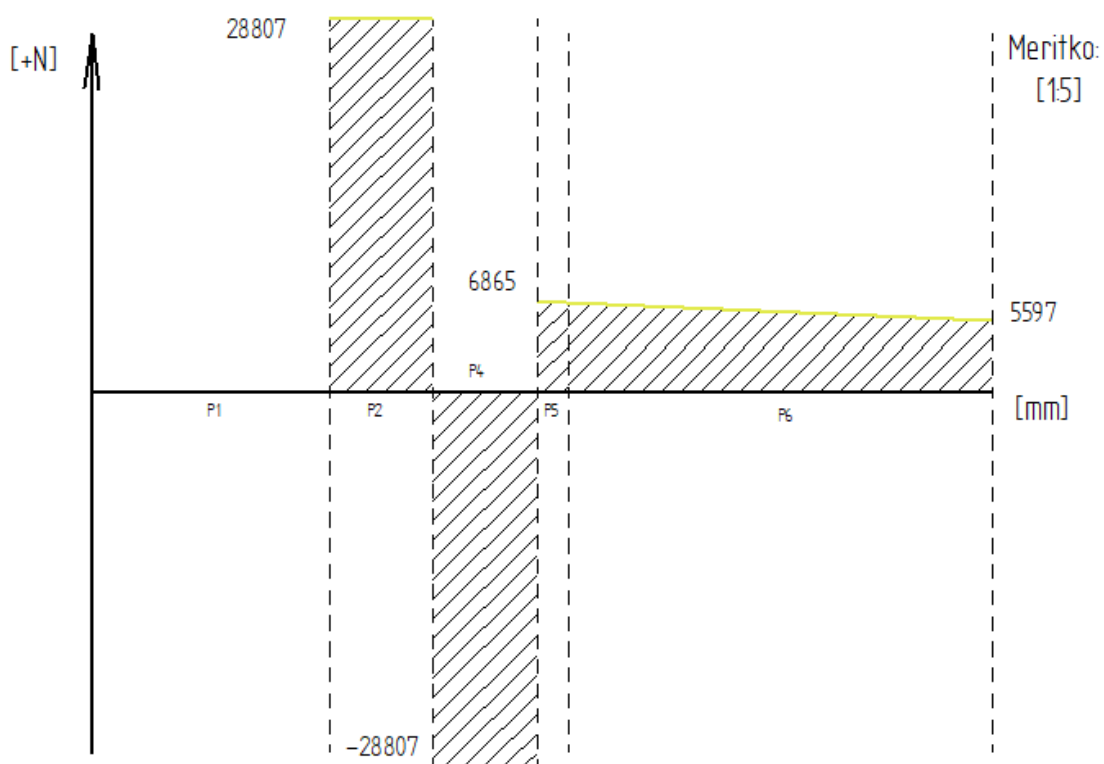
Obr. 6.1 Schéma rozdělení prutů a hlavních konstrukčních uzlů

Tabulka 6.3: Rozměry prutů

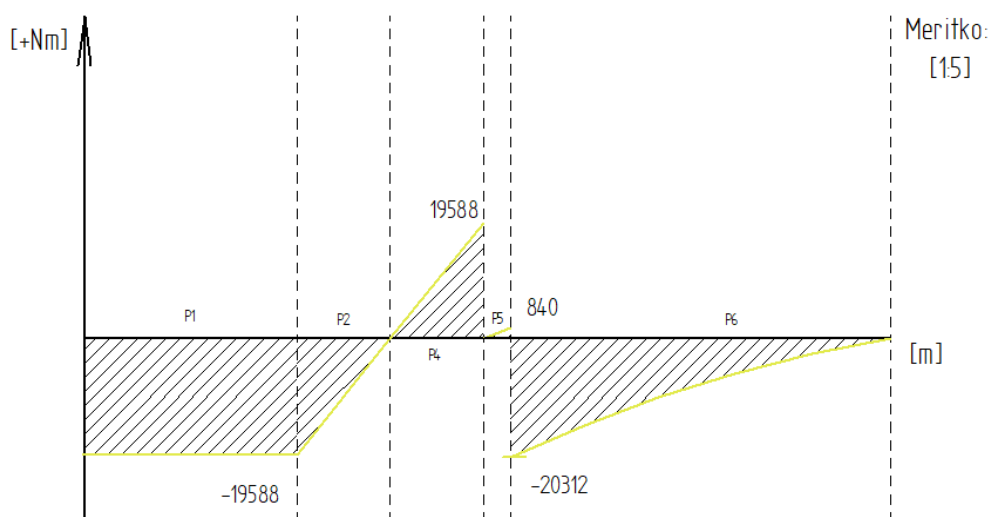
Číslo prutu	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]	Číslo prutu	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]
1	0	1820	0	4	0	680	0
2	0	680	0	5	150	0	0
3	150	0	0	6	3260	0	0



Obr. 6.2: Ukázka VVÚ znázorňující průběh účinků od normálových sil v kombinaci zatížení C5-U7



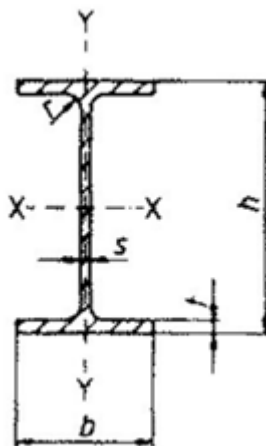
Obr. 6.3: Ukázka VVÚ znázorňující průběh účinků od posouvajících sil v kombinaci zatížení C5-U7



Obr. 6.4: Ukázka VWÚ znázorňující průběh momentových účinků kolem osy Z v kombinaci zatížení C5-U7

## 7 NÁVRH HLAVNÍCH PROFILŮ KONSTRUKCE

### 7.1 NÁVRH PROFILU VÝLOŽNÍKU [2]



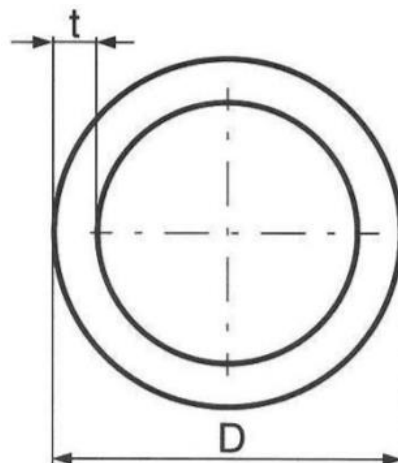
Obr. 7.1: Profil výložníku IPE 240 DIN 1025-5

Tabulka 7.1: Parametry profilu IPE 240

Šířka příruby	b	120	mm
Výška průřezu	h	240	mm
Tloušťka příruby	t	9,8	mm
Tloušťka stojiny	s	6,2	mm
Plocha průřezu	F	3910	mm <sup>2</sup>
Hmotnost	G	30,7	kg
Plocha povrchu	U	9220000	mm <sup>2</sup>
Mezní úchylka s	s	±0,7	mm
Mezní úchylka b	b	4	mm
		-2	
Mezní úchylka t	t	2	mm
		-1	
Mezní úchylka h	h	4	mm
		-2	

Rameno vnitřních sil	$s_x$	212	mm
Statický moment poloviny průřezu	$S_x$	$183 \cdot 10^3$	$\text{mm}^3$
Poloměr vnitřního zaoblení	$r$	15	mm
Průřezový modul k ose ohybu x	$W_x$	$324 \cdot 10^3$	$\text{mm}^3$
Poloměr setrvačnosti k ose ohybu x	$i_x$	99,7	mm
Poloměr setrvačnosti k ose ohybu y	$i_y$	26,9	mm
Průřezový modul k ose ohybu y	$W_y$	$47,3 \cdot 10^3$	$\text{mm}^3$
Moment setrvačnosti k ose ohybu x	$I_x$	$389 \cdot 10^5$	$\text{mm}^4$
Moment setrvačnosti k ose ohybu y	$I_y$	$284 \cdot 10^4$	$\text{mm}^4$

## 7.2 NÁVRH PROFILU SLOUPU [3]



Obr. 7.2: Trubka bezešvá hladká kruhová,  
ČSN 42 5715.01 // rozměr 159x16

Tabulka 7.2: Parametry profilu sloupu

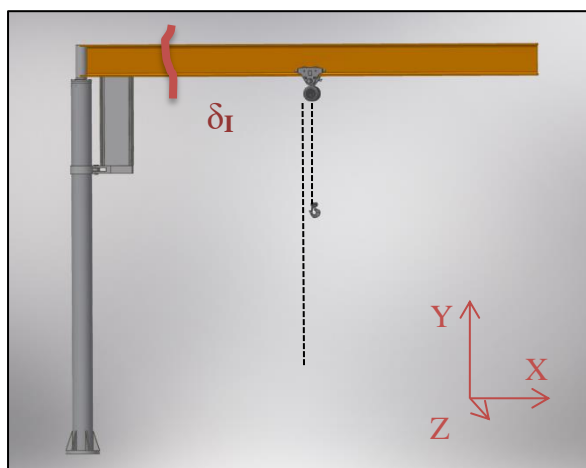
Tloušťka stěny $t$	12,5	mm
Vnější průměr $D$	159	mm
Hmotnost $G$	56,4	kg/m
Vnitřní průměr $d$	127	mm
Průřez - plocha $S$	7187,964	$\text{mm}^2$



## 8 VÝPOČET REDUKOVANÉHO NAPĚTÍ VE ZVOLENÝCH BODECH VYBRANÝCH PRŮŘEZŮ

### 8.1 VOLBA MÍSTA ŘEZU I

I. místo řezu  $\delta_I$  pro výpočet sigma red. zvoleno na výložníku, prut 6 – dle výsledných vnitřních účinků místo s max. silovými a momentovými účinky



Obr. 8.1: Místo řezu  $\delta_I$

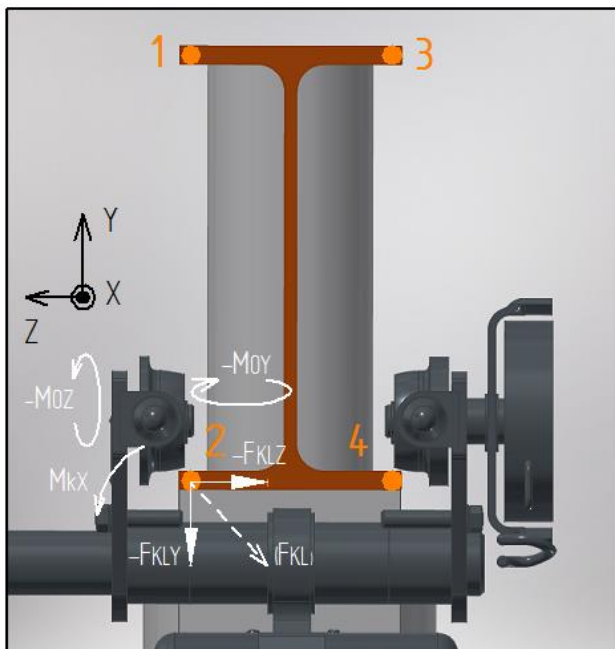
Pro ukázkou zvolena kombinace zatížení C5, která počítá s vychýlením břemene v ose Z.

Napětí působící v bodě 1 :

$$\begin{aligned} & \odot \delta_{0FKL} \\ & \odot \delta_{0FB,K} = \delta_{0FKLY} \\ & \curvearrowright T_{KL} \\ & \rightarrow \delta_{tFKLZ} \\ & \downarrow \delta_{tFB,K} \end{aligned}$$

Napětí působící v bodě 2 :

$$\begin{aligned} & \odot \delta_{0FKL} \\ & \otimes \delta_{0FB,K} \\ & \curvearrowright T_{KL} \\ & \rightarrow \delta_{tFKLZ} \\ & \downarrow \delta_{tFB,K} \end{aligned}$$



Napětí působící v bodě 3 :

$$\begin{aligned} & \otimes \delta_{0FKL} \\ & \odot \delta_{0FB,K} \\ & \curvearrowright T_{KL} \\ & \rightarrow \delta_{tFKLZ} \\ & \downarrow \delta_{tFB,K} \end{aligned}$$

Napětí působící v bodě 4 :

$$\begin{aligned} & \otimes \delta_{0FKL} \\ & \otimes \delta_{0FB,K} \\ & \curvearrowright T_{KL} \\ & \rightarrow \delta_{tFKLZ} \\ & \downarrow \delta_{tFB,K} \end{aligned}$$

Obr. 8.2: Průřez I se znázorněním působících sil a napětí pro zvolené body 1-4

## 8.2 POPIS OBRÁZKU 8.2

Body 1 a 3 jsou namáhány tahem od ohybu kolem osy Z, který je způsoben zatížením od břemene. Body 2 a 4 jsou namáhány tímž ohybem na tlak. Body 1 a 2 jsou při kombinaci zatížení C5 namáhány tahem od ohybu kolem osy Y způsobený klopícími silami. Body C a D jsou tímž ohybem namáhány na tlak. Po celém profilu působí při kombinaci zatížení C5 posouvající síly  $F_{KLY}$  a  $F_{KLZ}$ . Klopící síly vytvářejí ve všech zvolených bodech krut kolem osy X.

Ukázka použitých vzorců výpočtu redukovaného napětí pro bod 2 (použito silové a momentové působení vypočtené z výsledných vnitřních účinků). Výpočet proveden v programu Excel. [4]

Výpočet ohybového napětí:

$$\sigma_o = -\frac{M_{oz}}{I_x} \cdot (h/2) + \frac{M_{oy}}{I_y} \cdot (b/2) \quad (13)$$

Výpočet normálového napětí:

$$\sigma_t = \frac{F_c x}{S_v} \quad (14)$$

Výpočet napětí od kroutícího momentu:

$$Mk_x = F_{B,k} \cdot \frac{b}{2} + F_{KL} \cdot \frac{h}{2} \quad (15)$$

$$Tk = \frac{Mk_x}{W_x} \quad (16)$$

Výpočet napětí od posouvajících sil:

$$Tt = \sqrt{\left(\frac{F_{KL}}{S_v}\right)^2 + \left(\frac{F_{B,K}}{S_v}\right)^2} \quad (17)$$

Výpočet redukovaného napětí:

$$\sigma_{red,HMH} = \sqrt{(\delta_o + \delta_t)^2 + \alpha(\tau_o + \tau_t)^2} \quad (18)$$

Tabulka 8.1: Vypočtených hodnot redukovaného napětí ve zvolených bodech 1–4 řezu  $\delta_I$  pro jednotlivé kombinace zatížení s pozicí kladkostroje s břemenem v uzlu 7 (kladkostroj v nejvzdálenější pozici od profilu sloupu)

$\sigma_{red,HMH}$ [MPa]				
Kombinace zatížení	Bod 1	Bod 2	Bod 3	Bod 4
A1	90,81	90,82	90,81	90,82
A2	24,85	24,86	24,85	24,86
A3	81,64	81,65	81,64	81,65
C8	13,56	13,56	13,56	13,56
C3-DYN.	75,48	75,48	75,48	75,48
C3-STAT.	77,37	77,37	77,37	77,37
C4	62,66	62,66	62,66	62,66
C5	96,41	62,66	28,91	96,41

Tabulka 8.2: Vypočtených hodnot redukovaných napětí řezu  $\delta_I$  s pozicí kladkostroje s břemenem v uzlu 6

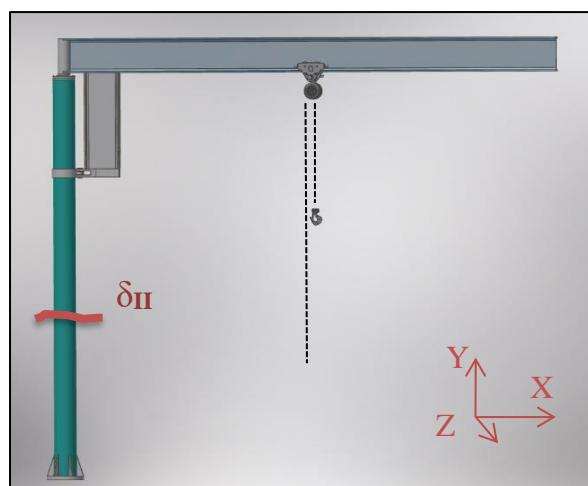
$\sigma_{red,HMH}$ [MPa]				
Kombinace zatížení	Bod 1	Bod 2	Bod 3	Bod 4
A1	4,04	4,04	4,04	4,04
A2	1,27	1,27	1,27	1,27
A3	3,63	3,63	3,63	3,63
C8	0,74	0,74	0,74	0,74
C3-DYN.	3,35	3,35	3,35	3,35
C3-STAT.	3,43	3,43	3,43	3,43
C4	2,77	2,77	2,77	2,77
C5	4,32	2,77	1,22	4,32

### 8.3 VYHODNOCENÍ TABULKY 8.2

Dovolené napětí  $\sigma_D$  pro výložník stanoveno dle materiálu S355J0 na 142 MPa s bezpečností  $K=2,5$ . V porovnání s tabulkami sigma red. dovolené napětí nepřekročila žádná z vypočtených hodnot, proto navržený profil vyhovuje. Největší napětí způsobuje v bodech 1 a 4 kombinace zatížení C5 – U7.

### 8.4 VOLBA MÍSTA ŘEZU II

II. místo řezu  $\delta_{II}$  pro výpočet sigma red. zvoleno na sloupu, prut 1 – dle výsledných vnitřních účinků místo s max. silovými a momentovými hodnotami.

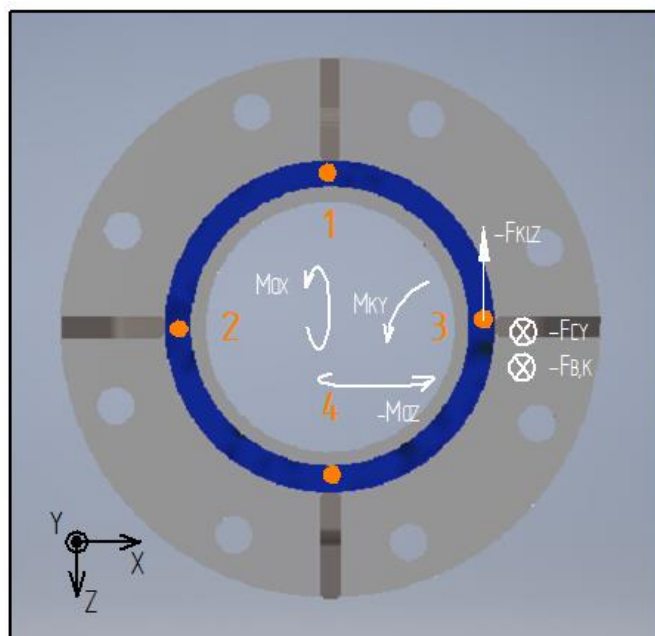
Obr. 8.3: Místo řezu  $\delta_{II}$ 

Napětí působící v bodě 1 :

$$\begin{aligned} & \otimes \delta_{TFCY} \\ & \otimes \delta_{OMOX} \\ & \curvearrowleft T_{KL} \\ & \uparrow \delta_{IFKLZ} \end{aligned}$$

Napětí působící v bodě 2 :

$$\begin{aligned} & \otimes \delta_{TFCY} \\ & \odot \delta_{OFB,K} \\ & \curvearrowleft T_{KL} \\ & \uparrow \delta_{IFKLZ} \end{aligned}$$



Napětí působící v bodě 3 :

$$\begin{aligned} & \otimes \delta_{TFCY} \\ & \otimes \delta_{OFB,K} \\ & \curvearrowleft T_{KL} \\ & \uparrow \delta_{IFKLZ} \end{aligned}$$

Napětí působící v bodě 4 :

$$\begin{aligned} & \otimes \delta_{TFCY} \\ & \odot \delta_{OMOX} \\ & \curvearrowleft T_{KL} \\ & \uparrow \delta_{IFKLZ} \end{aligned}$$

Obr. 8.4: Průřez II se znázorněním působících sil a napětí pro zvolené body 1-4

## 8.5 POPIS OBRÁZKU 8.4

Všechny zvolené body 1-4 jsou namáhány tlakem v ose Y od reakční síly  $F_{cy}$ , která zachycuje zatížení od břemene. Bod 2 je namáhán tlakem od ohybu, který je způsoben zatížením od břemene. Bod 3 je tímž ohybem namáhán na tlak. Při kombinaci zatížení C5 jsou body 1 a 4 namáhány reakčním momentem  $M_{ox}$  na tlak a tah v závislosti směru vychýlení břemene. Moment zachycuje síly od klopení. Ve všech bodech působí posouvající síla od klopení. Klopící síly též ve všech bodech způsobují krut.

Tabulka 8.3: Vypočtených hodnot redukovaného napětí ve zvolených bodech 1–4 řezu  $\delta_{II}$  pro jednotlivé kombinace zatížení (použity stejné výpočty jako u řezu I.) s pozicí kladkostroje s břemenem v uzlu 7 (kladkostroj v nejvzdálenější pozici od profilu sloupu)

$\sigma_{red,HMH}$ [MPa]				
Kombinace zatížení	Bod 1	Bod 2	Bod 3	Bod 4
A1	1,15	123,30	125,60	1,15
A2	0,45	47,13	48,03	0,45
A3	1,03	109,96	112,03	1,03
C8	0,28	30,31	30,88	0,28
C3-DYN.	0,95	101,74	103,63	0,95
C3-STAT.	0,97	104,52	106,47	0,97
C4	0,78	83,52	85,08	0,78
C5	5,38	83,10	84,66	5,23

Tabulka 8.4: Vypočtených hodnot redukovaných napětí řezu  $\delta_{II}$  s pozicí kladkostroje s břemenem v uzlu 6

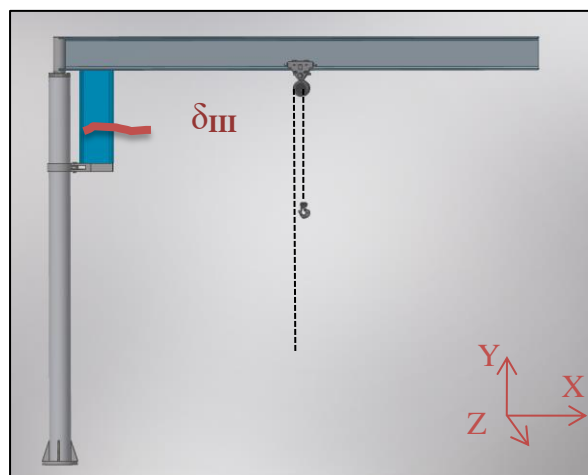
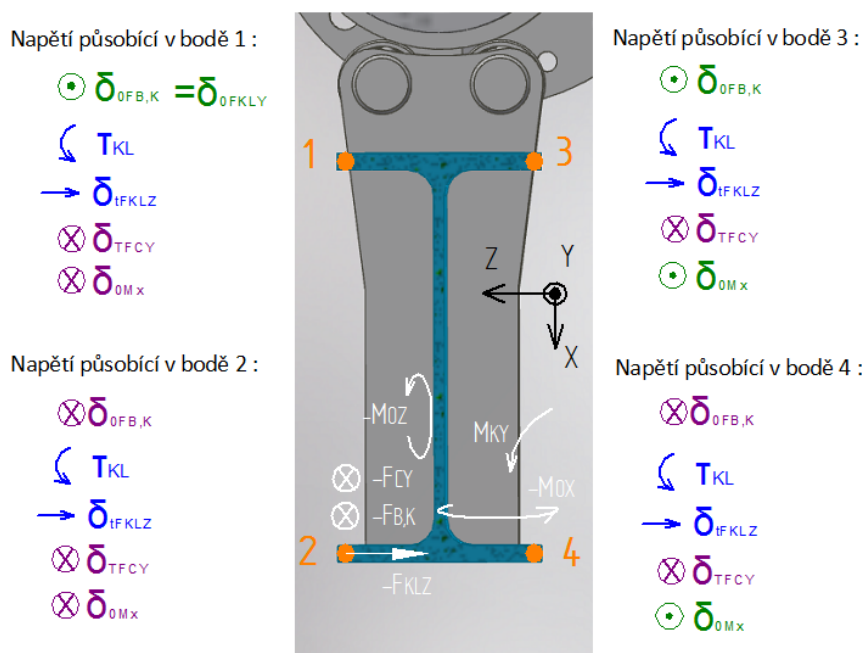
$\sigma_{red,HMH}$ [MPa]				
Kombinace zatížení	Bod 1	Bod 2	Bod 3	Bod 4
A1	1,36	9,07	11,79	1,36
A2	0,23	1,12	1,6	0,23
A3	1,22	7,09	9,55	1,22
C8	0,09	1,29	1,47	0,09
C3-DYN.	1,14	7,72	10,01	1,14
C3-STAT.	1,16	7,89	10,22	1,16
C4	0,95	6,23	8,14	0,95
C5	1,07	5,45	7,36	0,61

## 8.6 VYHODNOCENÍ TAB. 8.3

Žádná z vypočtených hodnot nepřekročila v řezu sloupu dovolené napětí, proto zvolený profil vyhovuje. Největší napětí způsobuje na profilu sloupu kombinace zatížení A1 v bodě 3, kde je místo namáhané tlakem od tíhy břemene a ohybu zároveň.

## 8.7 VOLBA MÍSTA ŘEZU III

III. místo řezu  $\delta_{III}$  pro výpočet sigma red. zvoleno na podpěře, prut 4 – dle výsledných vnitřních účinků místo s max. silovými a momentovými hodnotami.

Obr. 8.5: Místo řezu  $\delta_{III}$ 

Obr. 8.6: Průřez III se znázorněním působících sil a napětí pro zvolené body 1-4

## 8.8 POPIS OBRÁZKU 8.6

Všechny zvolené body 1–4 jsou namáhány tlakem v ose Y zatížením od břemene. Body 2,4 jsou namáhány tlakem od ohybu, který je způsoben zatížením od břemene. Body 1,3 jsou tímž ohybem namáhány na tlak. Ve všech zvolených bodech působí posouvající síly od klopení. Při kombinaci zatížení C5 jsou body 1+2 a 3+4 namáhány reakčním momentem  $M_{0x}$  na tlak a tah v závislosti směru vychýlení břemene. Tento moment zachycuje síly od klopení. Klopící síly též ve všech bodech způsobují krut.

Tab. 8.5: Vypočtených hodnot redukovaného napětí ve zvolených bodech 1–4 řezu  $\delta_{III}$  pro jednotlivé kombinace zatížení (použity stejné výpočty jako u řezu I.) s pozicí kladkostroje s břemenem v uzlu 7 (kladkostroj v nejvzdálenější pozici od profilu sloupu)

$\sigma_{red,HMH}$ [MPa]				
Kombinace zatížení	Bod 1	Bod 2	Bod 3	Bod 4
A1	89,22	89,22	89,22	89,22
A2	34,97	34,97	34,97	34,97
A3	80,12	80,12	80,12	80,12
C8	22,08	22,08	22,08	22,08
C3-DYN.	73,51	73,51	73,51	73,51
C3-STAT.	75,54	75,54	75,54	75,54
C4	60,43	60,43	60,43	60,43
C5	60,43	60,43	60,43	60,43

Tabulka 8.6: Vypočtených hodnot redukovaných napětí řezu  $\delta_{III}$  s pozicí kladkostroje s břemenem v uzlu 6

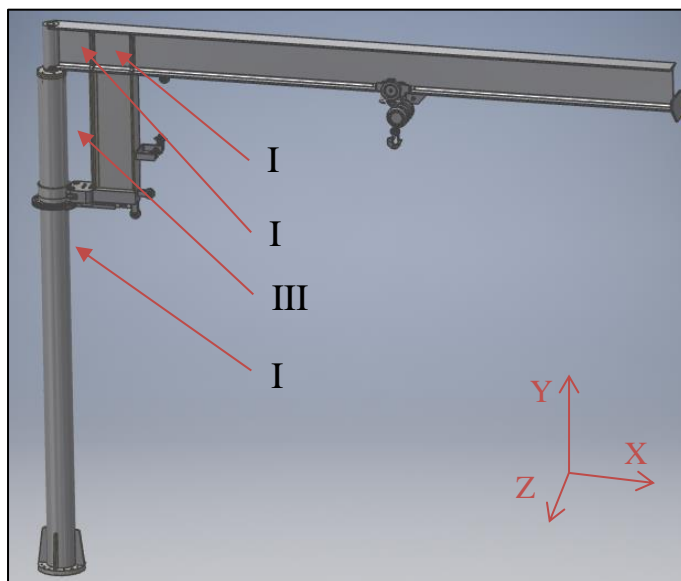
$\sigma_{red,HMH}$ [MPa]				
Kombinace zatížení	Bod 1	Bod 2	Bod 3	Bod 4
A1	4,21	4,21	4,21	4,21
A2	1,11	1,11	1,11	1,11
A3	3,63	3,63	3,63	3,63
C8	0,74	0,74	0,74	0,74
C3-DYN.	3,52	3,52	3,52	3,52
C3-STAT.	3,6	3,6	3,6	3,6
C4	2,88	2,88	2,88	2,88
C5	4,44	9,98	9,98	4,44

## 8.9 VYHODNOCENÍ TAB. 8.5

Žádná z vypočtených hodnot nepřekročila v řezu sloupu dovolené napětí, proto zvolený profil vyhovuje. Největší napětí způsobuje na profilu sloupu kombinace zatížení A1, kde je místo namáhané tlakem od tíhy břemene a ohybu zároveň.

## 9 PROKÁZÁNÍ ÚNAVOVÉ PEVNOSTI

Prokázání únavové pevnosti (ÚP) má za účel zabránit nebezpečí selhání tvořením a rozvojem kritických trhlin v nosných prvcích nebo ve spojích při cyklickém namáhání. Pro prokázání ÚP se vypočítají kumulativní poškození, způsobená různými cykly napětí. To je zohledněno dle Palmgren – Minerovými pravidly pomocí parametru historie napětí  $S_m$ . Pro zohlednění nejistoty hodnoty ÚP se počítá se součinitelem spolehlivosti ÚP  $\gamma_{mf}$ . Pro jednotlivá místa prokazování ÚP je dle norem viz. [5, str. 34] stanovena charakteristická hodnota ÚP. Pro prokázání ÚP musí být splněna podmínka  $\Delta\sigma_{Sd} \leq \Delta\sigma_{Rd}$ , kde  $\Delta\sigma_{Sd}$  je největší rozkmit návrhových normálových napětí a  $\Delta\sigma_{Rd}$  návrhový rozkmit napětí únosnosti. Výběr míst je stanoven dle VVÚ – místa s maximálním normálovým zatížením.



*Obr. 9.1: Místa maximálních normálových napětí pro prokázání únavové pevnosti*

Pro výpočet  $\Delta\sigma_{Rd}$  v tabulce 7.1 použít vzorec  $\Delta\sigma_{Rd} = \frac{\Delta\sigma_c}{\gamma_{mf} \cdot m \sqrt{S_m}} \cdot [5, \text{str. 41}]$



Tab. 9.1: Výpočet návrhových napětí únosnosti

Posuzovaná místa	Konstanta sklonu křivky $\Delta\sigma - \log N$ (m)	$\Delta\sigma_c$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$\gamma_{mf}$	$S_m$	$\Delta\sigma_{Rd}$ [N/mm <sup>2</sup> ]
I	3	100	1,2	0,063	209,4
II	3	112	1,2	0,063	234,6
III	5	160	1,2	0,25	175,9
IV	5	160	1,2	0,25	175,9

Tab. 9.2: Posouzení únavové pevnosti

Posuzovaná místa	$\Delta\sigma_{Rd}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$\Delta\sigma_{Sd}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	Posouzení
I	209,4	10,898	$\Delta\sigma_{Sd} \leq \Delta\sigma_{Rd}$ – splněna podmínka prokázání ÚP
II	234,6	6,70	$\Delta\sigma_{Sd} \leq \Delta\sigma_{Rd}$ – splněna podmínka prokázání ÚP
III	175,9	1,20	$\Delta\sigma_{Sd} \leq \Delta\sigma_{Rd}$ – splněna podmínka prokázání ÚP
IV	175,9	1,31	$\Delta\sigma_{Sd} \leq \Delta\sigma_{Rd}$ – splněna podmínka prokázání ÚP

## 10 KONTROLNÍ VÝPOČTY ZPŮSOBILOSTI KONSTRUKCE

### 10.1 URČENÍ IMPERFEKCE SLOUPU

$$\varphi_0 = \frac{1}{200} \quad \dots \text{základní hodnota [6, str. 34]}$$

Redukční součinitel v závislosti na výšce sloupu:

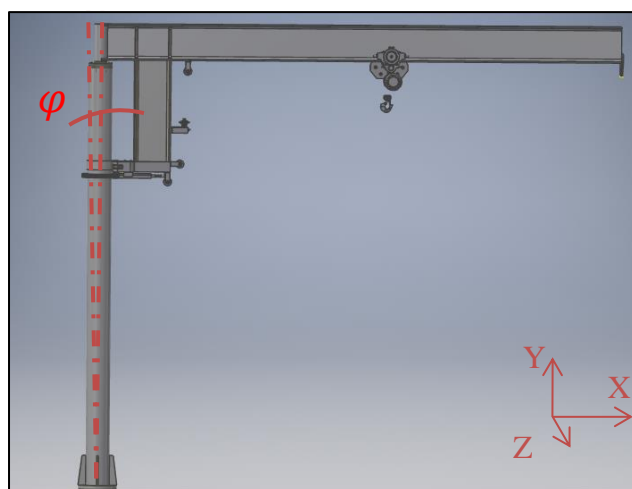
$$\alpha_h = \frac{2}{\sqrt{p_{1+2}}} = \frac{2}{\sqrt{2,5}} = 1,265m^{-1}; \quad \frac{2}{3} \leq \alpha_h \leq 1 \rightarrow \alpha_h = 1m^{-1} \quad (19)$$

Redukční součinitel pro jeden sloup:

$$\alpha_m = \sqrt{0,5 \cdot \left(1 + \frac{1}{m}\right)} = \sqrt{0,5 \cdot (1 + 1)} = 1 \quad (20)$$

$$\varphi = \varphi_0 \cdot \alpha_h \cdot \alpha_m$$

$$\varphi = 5 \cdot 10^{-3}$$



Obr. 10.1: Imperfekce sloupu

### 10.2 KONTROLA SLOUPU NA TLAK

Musí být splněna podmínka: [6, str. 49]

$$\frac{N_{ed}}{N_{c,rd}} \leq 1$$

Návrhová únosnost průřezu v prostém tlaku:

Tab. 10.2: Návrhový součinitel

Součinitel	Hodnota
$\gamma_{M0}$	1
$\gamma_{M1}$	1,15
$\gamma_{M2}$	1,25

$$N_{c,rd} = \frac{A \cdot f_y}{\gamma_{M0}} = \frac{7178,96 \cdot 235}{1} = 16,87 \cdot 10^5 \text{ N} \quad (21)$$

Návrhová hodnota tlakové síly dle vypočtených VVÚ:

$$N_{ed} = 11 \text{ KN}$$

$$5,9 \cdot 10^{-3} \leq 1 \rightarrow \text{podmínka splněna, vyhovuje}$$

### 10.3 KONTROLA VÝLOŽNÍKU NA OHYB

Musí být splněna podmínka: [6, str. 49]

$$\frac{M_{ed}}{M_{c,rd}} \leq 1$$

Návrhová únosnost v ohybu:

$$M_{c,rd} = \frac{W_y \cdot f_y}{\gamma_{M0}} = \frac{324000 \cdot 235}{1} = 76,14 \cdot 10^3 \text{ Nm} \quad (22)$$

Návrhová hodnota ohybového momentu dle vypočtených VVÚ:

$$M_{ed} = 32,1 \cdot 10^3 \text{ Nm}$$

$$0,421 \leq 1 \rightarrow \text{podmínka splněna, vyhovuje}$$

### 10.4 KONTROLA KLOPENÍ VÝLOŽNÍKU

Musí být splněna podmínka: [6, str. 58]

$$\frac{M_{ed}}{M_{b,rd}} \leq 1$$

$$\chi_{LT} = \frac{1}{\phi_{LT} + \sqrt{\phi_{LT}^2 - \lambda_{LT}^2}} = \frac{1}{1,166 + \sqrt{1,166^2 - 1,072^2}} = 0,472 \quad (23)$$

$$\rightarrow \phi_{LT} = 0,5 \cdot [1 + \alpha_{LT} \cdot (\lambda_{LT} - 0,2) + \lambda_{LT}^2] \quad (24)$$

$$\rightarrow \lambda_{LT} = \sqrt{\frac{W_y \cdot f_y}{M_{cr}}} \quad (25)$$

$$M_{cr} = W_y \cdot \frac{f_y}{\gamma_{M1}} = 324000 \cdot \frac{235}{1,15} = 66\,209 \text{ Nm}^{-1} \quad (26)$$

$$\lambda_{LT} = \sqrt{\frac{324000 \cdot 235}{66209000}} = 1,0724$$

$\alpha_{LT}$  ... pro křivku klopení  $a$  (str. 57) = 0,21

$$\rightarrow \phi_{LT} = 0,5 \cdot [1 + 0,21 \cdot (1,0724 - 0,2) + 1,0724^2] = 1,166$$

$$M_{b,rd} = \chi_{LT} \cdot W_y \cdot \frac{f_y}{\gamma_{M1}} \quad (27)$$

$$M_{b,rd} = 0,472 \cdot 324000 \cdot \frac{235}{1,15}$$

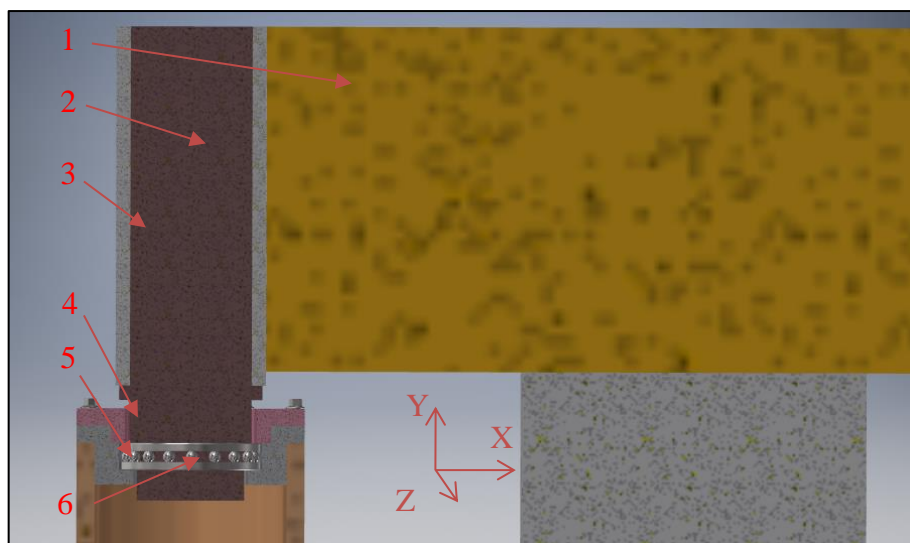
$$M_{b,rd} = 31,3 \cdot 10^3 \text{ Nm}$$

$$M_{ed} = 325 \text{ Nm}$$

**$0,0104 \leq 1 \rightarrow$  podmínka splněna, vyhovuje**

## 11 NÁVRH HLAVNÍCH KONSTRUKČNÍCH ČÁSTÍ

### 11.1 UCHYCENÍ OTOČE VÝLOŽNÍKU SE SLOUPEM



Obr. 11.1: Uchycení výložníku se sloupem místo C

1 – výložník; 2 – čep C; 3 – trubka C; 4 – příruba C1;

5 – příruba C2; 6 – ložisko C

Popis obrázku 11.1:

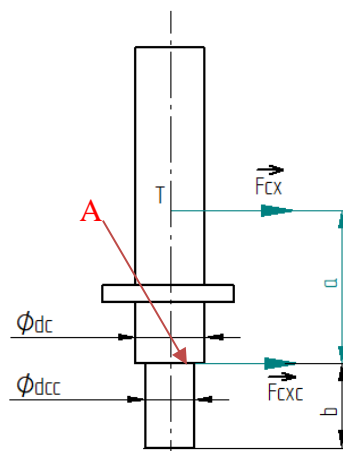
Výložník je přivařen k trubce, která je uchycena na otáčejícím se čepu. Čep je uchycen na axiálním ložisku C. Polohu ložiska vymezují příruby C1 a C2.

#### 11.1.1 NÁVRH A KONTROLA ČEPU C

Volba materiálu čepu C dle ČSN EN 10027 – 2: [7, str. 1127]

1.0060

$R_m = 570 \text{ MPa}$ ;  $R_e = 325 \text{ MPa}$



Obr. 11.1.1: Návrh čepu a silové působení; A...nebezpečné místo

Volba osazeného průměru čepu u ložiska C:  $d_{cc} = 75 \text{ mm}$

Návrhová hodnota maximální zatěžující síly (dle VVÚ):  $F_{CX} = 42,7 \text{ KN}$

Výpočet síly v nebezpečném místě A:

$$\begin{aligned} \sum M_0 &= 0: -F_{CX} \cdot (a + b) - F_{CXC} \cdot b = 0 \\ \rightarrow F_{CXC} &= \frac{-F_{CX} \cdot (a + b)}{b} = \frac{-42700 \cdot (120 + 40)}{40} = -170,8 \text{ KN} \end{aligned} \quad (28)$$

### 11.1.2 KONTROLA ČEPU C NA STŘIH: [7, STR. 286]

Výpočet smykového napětí:

$$\tau_{cc} = \frac{4 \cdot F_{CXC}}{\pi \cdot d_{cc}^2} = \frac{4 \cdot 170800}{\pi \cdot 75^2} = 38,6 \text{ MPa} \quad (29)$$

Výpočet bezpečnosti:

$$K_{cc} = \frac{R_e}{\tau_{cc}} = \frac{325}{188} = 8,4 \dots \text{vyhovuje} \quad (30)$$

### 11.1.3 KONTROLA ČEPU C NA OHYB: [7, STR. 286]

Výpočet momentu v místě A:

$$M_A = F_{CX} \cdot a = 42700 \cdot 0,12 = 5124 \text{ Nm} \quad (31)$$

Výpočet ohybového napětí:

$$\sigma_{oc} = \frac{M_A}{W_o} = \frac{32 \cdot M_A}{\pi \cdot d_{cc}^3} = \frac{32 \cdot 5124}{\pi \cdot 75^3} = 123,7 \text{ MPa} \quad (32)$$

Kde:

$W_o$  [mm<sup>3</sup>] kvadratický moment průřezu v ohybu

Výpočet bezpečnosti:

$$K_{cc} = \frac{R_e}{\sigma_o} = \frac{325}{123,7} = 2,63 \dots \text{vyhovuje} \quad (33)$$

### 11.1.4 NÁVRH LOŽISKA C

Návrhová hodnota maximální zatěžující síly (dle VVÚ):  $F_{CY} = 8700 \text{ N}$

Volba ložiska od firmy SKF [8], typ ložiska: **Axiální kuličkové ložisko, jednosměrné 51115.**

Tabulka 11.1.4: Parametry ložiska C, počítáno výrobcem

Vnitřní průměr $d_{C1}$ [mm]	Vnější průměr $D_{C2}$ [mm]	Výška ložiska $h_C$ [mm]	Dynamická únosnost [kN]	Statická únosnost [kN]	Trvanlivost při min. otáčkách [h]
75	100	19	44,2	134	96 900

...ložisko dle stanovených hodnot vyhovuje.

### 11.1.5 KONTROLA SVARU VÝLOŽNÍKU S TRUBKOU C [7, STR.501]

Návrhová hodnota maximální zatěžující síly (dle VVÚ):  $F_{CY} = 8700$  N

Návrh svaru:

Materiál elektrod: [7, str.1125] S355J0  $\rightarrow R_e = 355$  MPa;  $\tau_D = 145$  MPa

Délka svaru:  $l_v = 1100$  mm

Tloušťka svaru:  $a_v = 6$  mm

Kontrola svaru:

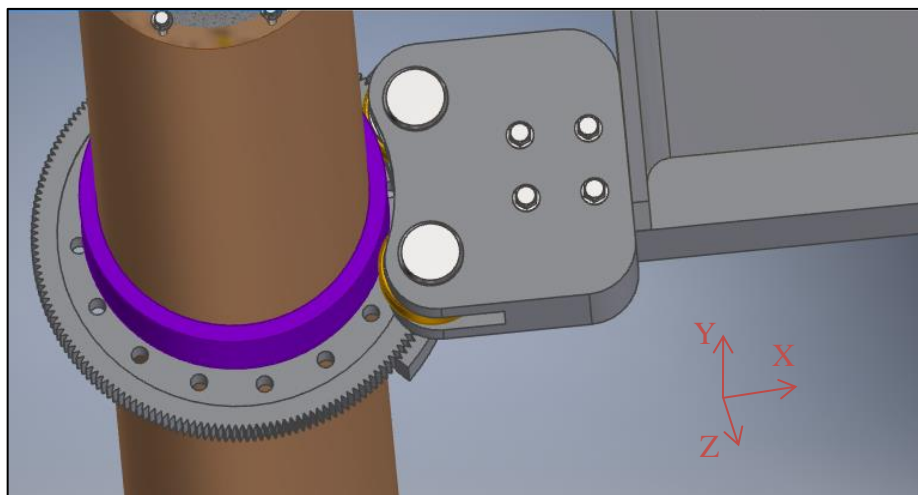
Výpočet účinného průřezu svaru:

$$S_v = 0,707 \cdot a_v \cdot l_v = 0,707 \cdot 6 \cdot 1100 = 4666 \text{ mm}^2 \quad (34)$$

Smykové napětí ve svaru:

$$\tau_s = \frac{F_{CY}}{S_v} = \frac{8700}{4666} = 1,86 \text{ MPa} \quad (35)$$

$\tau_s < \tau_D$  ... *vyhovuje*



Obr. 11.2: Uchycení výložníku se sloupem místo B

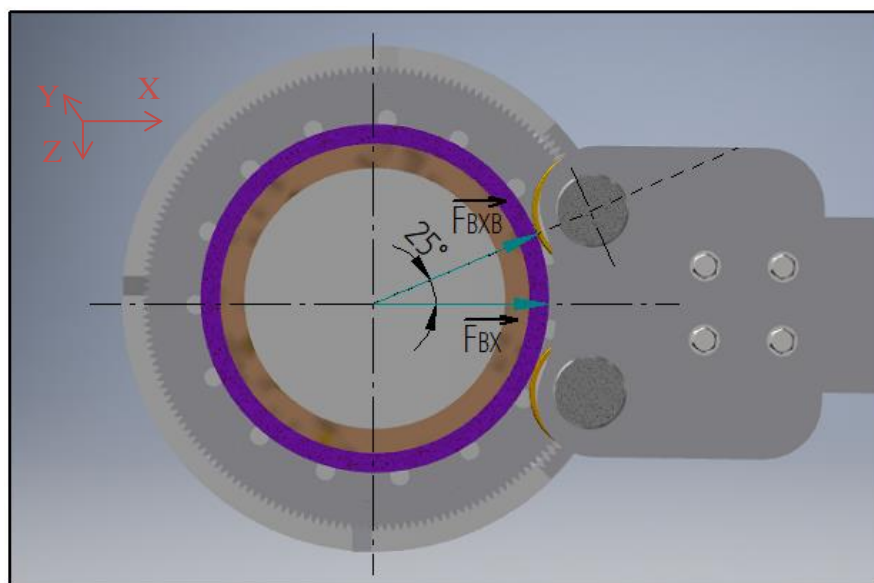
Popis obrázku 11.2:

K výložníku je přivařena podpora, která je opřena o sloup pomocí dvou ložisek, které umožňují otáčení výložníku o 360°. Pro plynulý chod a otláčení nejsou ložiska přímo opřena o sloup, ale o navařený nákrůžek.

## 11.2 NÁVRH LOŽISEK B

Návrhová hodnota maximální zatěžující síly (dle VVÚ):

$$F_{BX} = 42,6 \text{ KN}$$



Obr. 11.2: Silové působení na ložisko B

Výpočet radiální síly působící na ložiska:

$$F_{BXB} = \frac{F_{BX}}{2 \cdot \cos(25^\circ)} = 23,5 \text{ KN} \quad (36)$$

Volba ložiska od firmy SKF [9], typ ložisek: **Toroidní ložiska CARB typ C 2206 KTN9**.

Tabulka 11.2: Parametry ložisek B, počítáno výrobcem

Vnitřní průměr $d_B$ [mm]	Vnější průměr $D_B$ [mm]	Výška ložiska $h_B$ [mm]	Dynamická únosnost [KN]	Statická únosnost [KN]	Trvanlivost při min. otáčkách [h]
30	62	20	50,6	56,4	9390



### 11.2.1 KONTROLA ČEPŮ LOŽISEK B NA STŘIH:

Výpočet smykového napětí:

$$\tau_s = \frac{4 \cdot F_{B \times B}}{\pi \cdot d_{\text{čb}}^2} = \frac{4 \cdot 23502}{\pi \cdot 30^2} = 33,25 \text{ MPa} \quad (37)$$

Kde:

$d_{\text{čb}}$  [mm] průměr čepu ložiska B

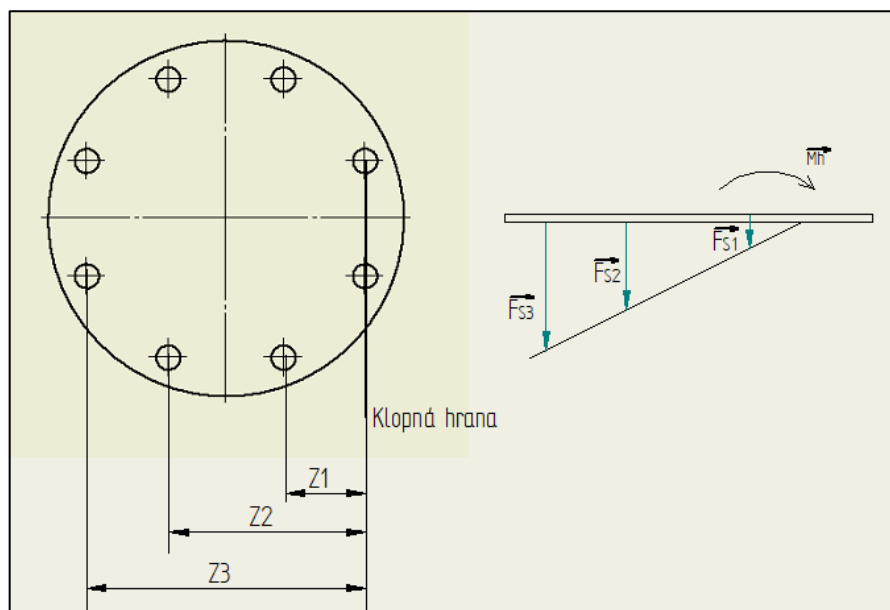
Volba materiálu čepu B dle ČSN EN 10027 – 2 [7, str. 1127] :

1.0060

$R_m = 570 \text{ MPa}$ ;  $R_e = 325 \text{ MPa}$

$$K_{B2} = \frac{0,6 \cdot R_e}{\tau_s} = \frac{0,6 \cdot 325}{33,25} = 5,86 \dots \text{vyhovuje} \quad (38)$$

### 11.3 UKOTVENÍ JEŘÁBU K ZÁKLADOVÉMU TĚLESU



Obr. 11.3: Ukotvení sloupu k základovému tělesu

#### 11.3.1 KONTROLA ŠROUBŮ NA NAMÁHÁNÍ TAHEM:

Definování vzdáleností:

$Z_1 = 36 \text{ mm}$

$Z_2 = 120 \text{ mm}$

$Z_3 = 180 \text{ mm}$

Návrhová hodnota klopného momentu (dle VVÚ):

$$M_h = 29200 \text{ Nm}$$

Nárůst síly:

$$F_{S1} = X \cdot Z_1 \quad (39)$$

$$F_{S2} = X \cdot Z_2$$

$$F_{S3} = X \cdot Z_3$$

Určení konstanty X: [10]

$$M_h = X \cdot Z_1^2 + X \cdot Z_2^2 + X \cdot Z_3^2 \rightarrow X = \frac{M_h}{Z_1^2 + Z_2^2 + Z_3^2} = \frac{29200}{0,036^2 + 0,120^2 + 0,180^2} = 607 \cdot 10^3 \text{ Nm}^{-1} \quad (40)$$

Maximální tahová síla:

$$F_{S3} = X \cdot Z_3 = 607120 \cdot 0,18 = 109,3 \text{ kN}$$

Napětí ve šroubu:

$$\sigma_k = \frac{F_{S3}}{A_s} = \frac{109282}{1376,3} = 79,4 \text{ MPa} \quad (41)$$

Kde:

$A_s$  [mm<sup>2</sup>] plocha šroubů (8x M16)

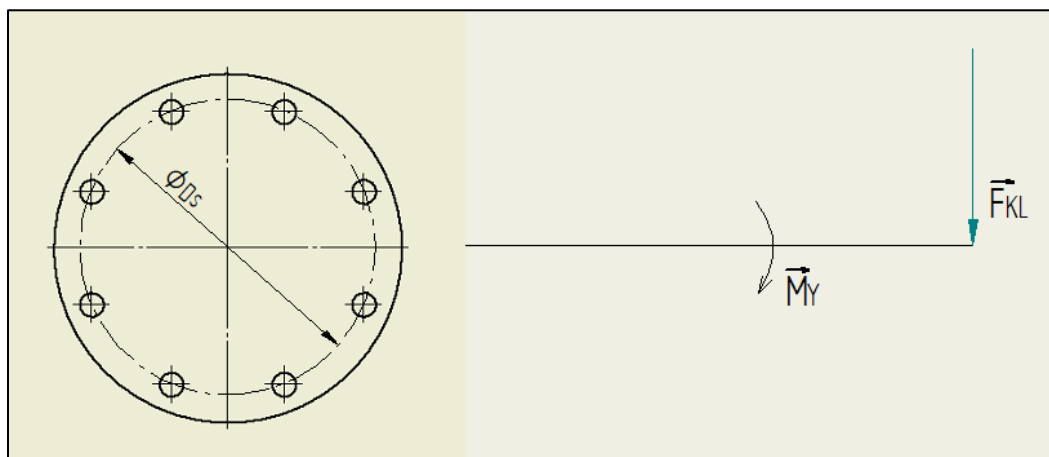
Materiál šroubu: [7, str. 442]

Pevnostní třída ISO 4.8;  $R_{el} = 340 \text{ MPa}$

$$\sigma_D = 0,6 \cdot R_{el} = 0,6 \cdot 340 = 204 \text{ MPa}$$

$$\sigma_D \geq \sigma_k \dots \text{vyhovuje} \cdot$$

### 11.3.2 KONTROLA ŠROUBŮ NA NAMÁHÁNÍ SMYKEM:



Obr. 11.3.2: Smykové namáhání šroubů na kotevní patce

Popis obrázku 11.3.2:

Šrouby jsou namáhány smykem v případě, kdy síla působí na výložník souběžně s osou Z. Takový případ může nastat například při vychýlení břemena z osy výložníku X v kombinaci zatížení C5 – U7.

Návrhová hodnota kroutícího momentu (dle VVÚ):

$$M_Y = 1670 \text{ Nm}$$

Síla působící na šrouby:

$$F_{KLS} = \frac{M_Y}{n_s \cdot \frac{D_s}{2}} = \frac{1670}{8 \cdot \frac{0,22}{2}} = 1897,72 \text{ N} \quad (42)$$

Výpočet napětí ve smyku:

$$\tau_s = \frac{F_{KLS}}{A_s} = \frac{1897,72}{1376,3} = 1,38 \text{ MPa} \quad (43)$$

$$\tau_D \geq \tau_s \dots \text{vyhovuje}$$

## 11.4 KONTROLA SVARU PODPORY A VÝLOŽNÍKU

Návrh svaru:

Materiál elektrod: [7, str.1125] S355J0 →  $R_e=355 \text{ MPa}$ ;  $\tau_D = 145 \text{ MPa}$

Délka svaru:  $l_v = 922 \text{ mm}$

Tloušťka svaru:  $a_v = 6 \text{ mm}$

Kontrola svaru: [7, str.501]

Výpočet účinného průřezu svaru:

$$S_v = 0,707 \cdot a_v \cdot l_v = 0,707 \cdot 6 \cdot 1100 = 3911,12 \text{ mm}^2 \quad (44)$$

Smykové napětí ve svaru související s posouvající silou:

$$\tau^I = \frac{T_2}{S_v} = \frac{42600}{3911,12} = 10,9 \text{ MPa} \quad (45)$$

Výpočet jednotkového polárního kvadratického momentu účinného průřezu:

$$J_{pu} = \frac{(b+h)^3}{6} = \frac{(240+120)^3}{6} = 77,8 \cdot 10^5 \text{ mm}^3 \quad (46)$$

Smykové napětí ve svaru související s kroutícím momentem:

Návrhová hodnota ohybového momentu (dle VVÚ):

$$M_2 = 29 \cdot 10^3 \text{ Nm}$$

$$\tau^{II} = \frac{M_2 \cdot r_B}{0,707 \cdot a_v \cdot J_{pu}} = \frac{29 \cdot 10^6 \cdot 125}{77,8 \cdot 10^5 \cdot 0,707 \cdot 6} = 110 \text{ MPa} \quad (47)$$

Kde:

$r_B$  [mm] největší vzdálenost od svaru k těžišti

Výsledné napětí ve svaru:

$$\tau = \sqrt{(\tau^I)^2 + (\tau^{II})^2} = \sqrt{10,9^2 + 110^2} = 110,54 \text{ MPa} \quad (48)$$

$\tau < \tau_D \dots \text{vyhovuje}$

## 11.5 KONTROLA SVARU PODPORY A PRVKU NESOUCÍ LOŽISKA B

Návrhová hodnota maximální zatěžující síly (dle VVÚ):  $F_{BX} = 42,6 \text{ KN}$

Návrh svaru:

Materiál elektrod: [7, str.1125] S355J0  $\rightarrow R_e = 355 \text{ MPa}$ ;  $\tau_D = 145 \text{ MPa}$

Délka svaru:  $l_v = 802 \text{ mm}$

Tloušťka svaru:  $a_v = 6 \text{ mm}$

Kontrola svaru: [7, str. 501]

Výpočet účinného průřezu svaru:

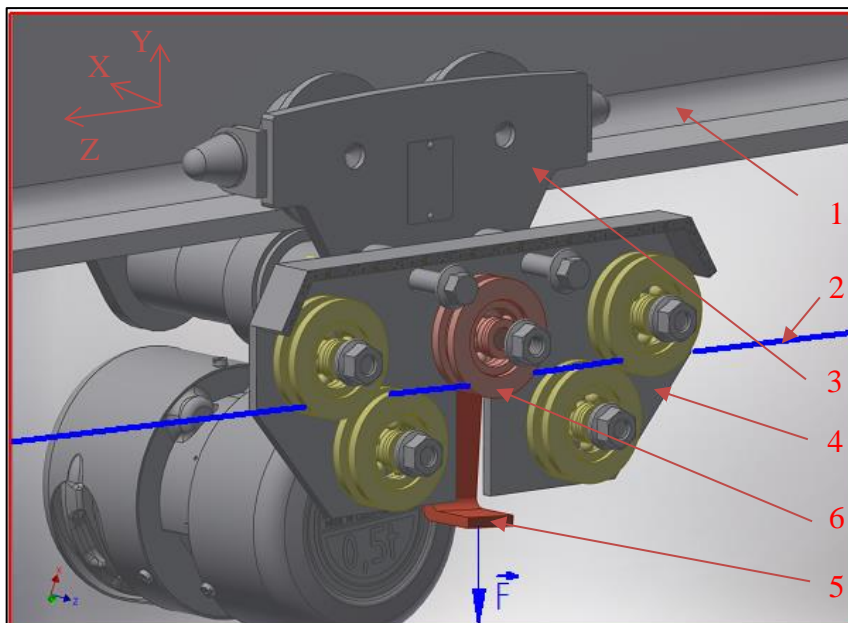
$$S_v = 0,707 \cdot a_v \cdot l_v = 0,707 \cdot 6 \cdot 802 = 3402 \text{ mm}^2 \quad (49)$$

Smykové napětí ve svaru:

$$\tau_s = \frac{F_{BX}}{S_v} = \frac{42,6 \cdot 10^3}{3402} = 12,52 \text{ MPa} \quad (50)$$

$\tau_s < \tau_D \dots \text{vyhovuje}$

## 12 NÁVRH BEZPEČNOSTNÍ BRZDY OTOČE VÝLOŽNÍKU

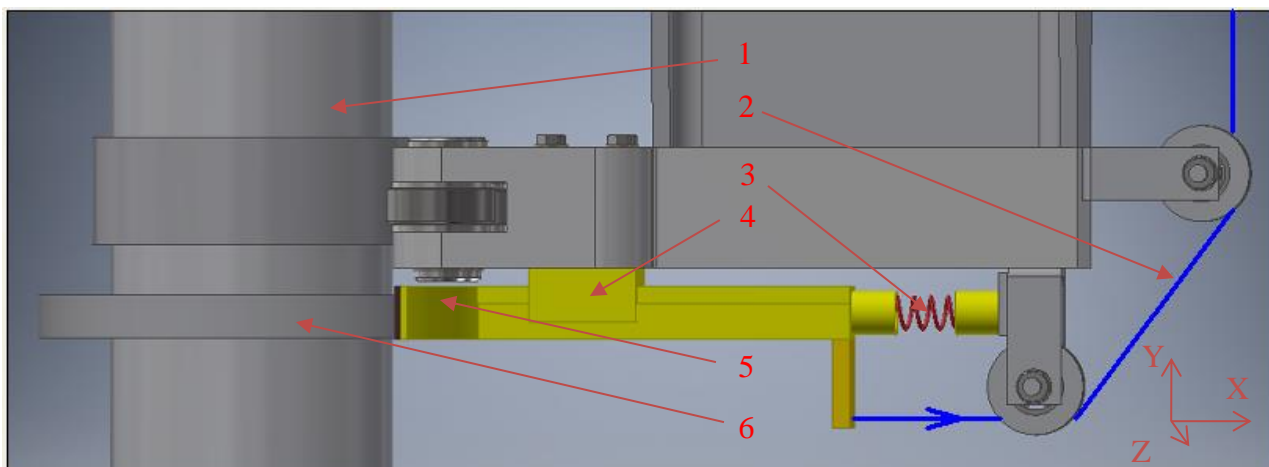


Obr. 12.1: Brzdová skříň na kladkostroji

1 – výložník; 2 – ocelové lanko; 3 – kladkostroj; 4 – kladka pro vedení;  
5 – táhlo; 6 - kladka pojižďecí

Popis obrázku 12.1:

Na konci výložníku je napevno uchyceno ocelové lanko, které se táhne podél celého profilu výložníku. Je vedeno přes kladky brzdovou skříní, která je uchycena šrouby na kladkostroji. Vedení lanka umožňují 4 vodící kladky. Při zatažení za táhlo silou  $F$  směrem k zemi dojde ke stažení ocelového lanka a brzda se u sloupu odbrzdí viz. obrázek 10.2.

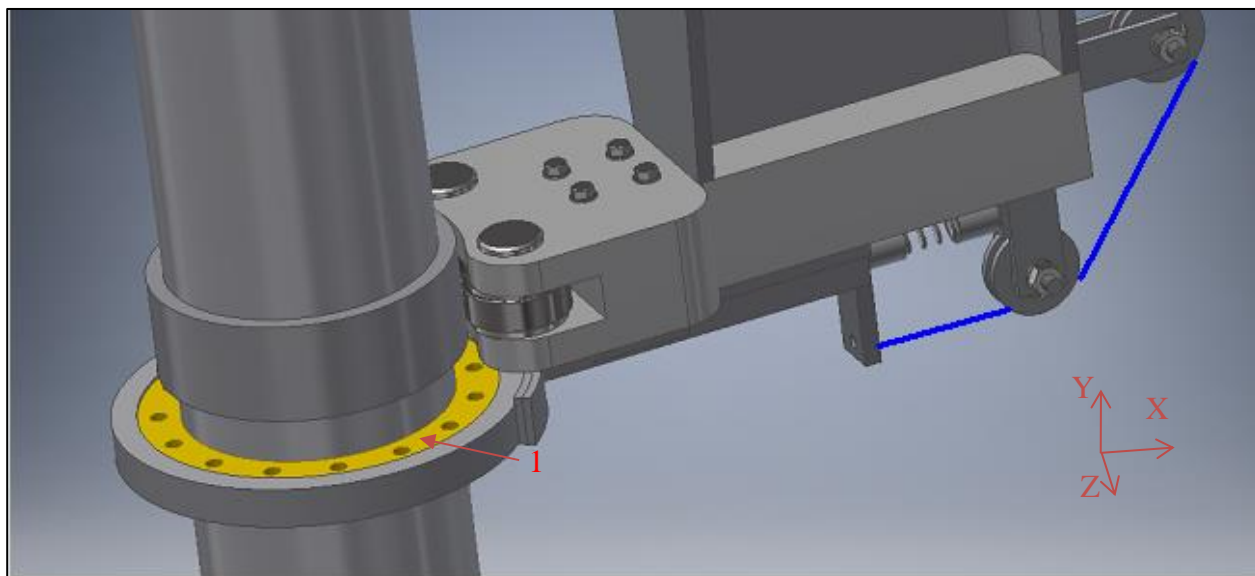


Obr. 12.2: Brzdící systém u sloupu

1 – sloup; 2 – ocelové lanko; 3 – pružinka; 4 – lineární vedení; 5 – brzdový kotouč s gumou;  
6 – brzdový buben

Popis obrázku 12.2:

Stažení ocelového lanka dle předchozího obrázku 10.1. způsobí stlačení pružiny, posun lineárního vedení a tím odbrzdění brzdy. Puštění táhla uvolní kladku a dojde díky pružině k opětovnému napnutí lanka a zabrzdění.



Obr. 12.3: Opatření proti olejům a nečistotám; 1 – ochranný prvek brzdy

Popis obrázku 12.3:

Aby se brzda nedostávala do kontaktu s nečistotami a oleji, je drážkovaný buben osazen na ochranném prvku, který je děrovaný a chrání tak kontakty brzdy před tekoucími oleji.

## 12.1 VÝPOČET SÍLY V LANĚ:

Výpočet tuhosti pružiny: [7, str. 565]

$$k_P = \frac{d_p^4 \cdot G}{8 \cdot D_p^3 \cdot n_a} = \frac{2^4 \cdot 81,5 \cdot 10^3}{8 \cdot 20^3 \cdot 10} = 2,04 \text{ Nmm}^{-1} \quad (51)$$

Kde:

$d_p$  [mm] průměr drátku pružiny

$D_p$  [mm] střední průměr pružiny

$n_a$  [-] počet závitů pružiny

Výpočet přitlačné síly pružiny:

Délka stlačení pružiny pro odbrzdění:

$$l_p = 15 \text{ mm}$$

$$F_p = k_P \cdot l_p = 2,04 \cdot 15 = 30,6 \text{ N} \quad (52)$$

Výpočet potřebné síly na táhle:

Použit vzorec:

$$\frac{F_{L1}}{F_{L2}} = e^{f\alpha} \quad (53)$$

Kde:

$F_{L1}$  [N] síla v laně 1

$F_{L2}$  [N] síla v laně 2

$F$  [-] součinitel smykového tření

$A$  [rad] úhel opásání

Tabulka 12.5: Úhel opásání kladek a síly v laně

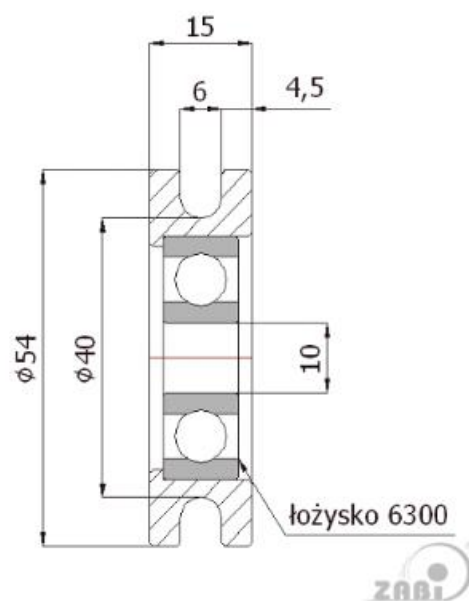
	Kladka 1	Kladka 2	Kladka 3	Kladka 4	Kladka 5
$\alpha$ [rad]	$\pi/6$	$\pi/6$	$\pi/2$	$\pi/2$	$\pi/2$
Síly v laně [N]	28,28	26,14	22,34	17,65	13,94

Zhodnocení:

Potřebná síla na odbrzdění je 14 N.

## 12.2 VOLBA KOMPONENT BRZDY

Kladku volím od firmy *Zabi* [11] pro průměr ocelového lanka 6 mm.



Obr. 12.5: Kladka brzdového systému [11]

Volba lineárního vedení od firmy *Machifit* [12].



Obr. 12.6: Lineární vedení brzdy otoče výložníku [12]



## ZÁVĚR

Výsledkem bakalářské práce mělo být vypracování koncepce konstrukčního řešení sloupového jeřábu, které se podrobilo pevnostním a kontrolním výpočtům dle stanovených norem. Navržené řešení zahrnuje i vlastní návrh možnosti bezpečnostního zajištění otáčení výložníku brzdou. Brzda je lehko ovladatelná a svým umístěním na pozici kladkostroje při manipulaci s břemenem vždy přístupná. Návrh brzdy počítá i s pracovním prostředím, které bývá často znečištěné. Brzdový buben je od sloupu odsazený na ochranném prvku, který je děrovaný a umožňuje tak odtok nečistotám a olejům.

Rovněž jsem se ve své práci dle zadání zabýval pouze ručními pohony. Výsledkem je takový návrh pohonů, který předchází poruchovosti elektrických zařízení a usnadňuje ovladatelnost a snižuje cenu jeřábu.

Tato koncepce počítá s otáčením výložníku o 360° se spodní podpěrou, což zvyšuje jeřábu v daném pracovním prostředí flexibilitu a zvyšuje možnost zdvihu břemene v poměru s jeho celkovou velikostí.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] ČSN EN 13001-2. *Jeřáby – Návrh všeobecně – Část 2: Účinky zatížení*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2011.
- [2] Feron: Sortimentní katalog. [online]. [cit. 2018-11-8]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/31334/profil-ipe-valcovany-za-tepla-din-1025-5-ipe-240>
- [3] Feron: Sortimentní katalog. [online]. [cit. 2018-11-8]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/32451/trubka-bezesva-hladka-kruhova-csn-42-5715-01-rozmer-159x16>
- [4] JANÍČEK, Přemysl, Emanuel ONDRÁČEK a Jan VRBKA. *Mechanika těles: Pružnost a pevnost I*. Brno: Vysoké učení technické, 1987, 286 s.
- [5] ČSN EN 13001-3-1+A1. *Jeřáby - Návrh všeobecně: Část 3-1: Mezní stavy a prokázání způsobilosti ocelových konstrukcí*. Praha: Český normalizační institut, 2013.
- [6] ČSN EN 1991-3. Eurokód 1: *Zatížení konstrukcí: Část 3: Zatížení od jeřábů a strojního vybavení*. Praha: Český normalizační institut, 2008.
- [7] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí. 1. vyd.* Editor Miloš Vlk. Překlad Martin Hartl. V Brně: VUTIUM, 2010, xxv, 1159 s. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [8] SKF: Kuličková ložiska [online]. [cit. 2019-01-28]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/thrust-ball-bearings/single-direction/index.html?designation=51115&unit=metricUnit>
- [9] SKF: Kuličková ložiska [online]. [cit. 2019-01-28]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/roller-bearings/carb-toroidal-roller-bearings/carb-toroidal-roller-bearings/index.html?designation=C%202206%20KTN9>
- [10] FLORIAN, Zdeněk, Emanuel ONDRÁČEK a Karel PŘIKRYL. *Mechanika těles: statika*. Vyd. 7., V Akademickém nakladatelství CERM 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2007, 182 s. ISBN 978-80-214-3440-0.
- [11] Zabi: Pojezdová kola [online]. [cit. 2019-03-15]. Dostupné z: <https://www.zabi.cz/kladka-kovova-cm546l>
- [12] Bang good, lineární vedení [online]. [cit. 2019-03-15]. Dostupné z: [https://www.banggood.com/cs/Machifit-External-Dual-axis-LGD6-500L-Linear-Guide-with-LGB6-60L-4UU-LGB6-100L-4UU-Slide-Block-p-1407957.html?gmcCountry=CZ&currency=CZK&createTmp=1&utm\\_source=googleshopping&utm\\_medium=cpc\\_bgs&utm\\_content=frank&utm\\_campaign=ssc-cz-all-0219&ad\\_id=332673970237&gclid=EAIaIQobChMI4ICQt8\\_R4AIVZTbTCh33pw2tEAQYDiABEgIBuvD\\_BwE&ID=41529&cur\\_warehouse=CN](https://www.banggood.com/cs/Machifit-External-Dual-axis-LGD6-500L-Linear-Guide-with-LGB6-60L-4UU-LGB6-100L-4UU-Slide-Block-p-1407957.html?gmcCountry=CZ&currency=CZK&createTmp=1&utm_source=googleshopping&utm_medium=cpc_bgs&utm_content=frank&utm_campaign=ssc-cz-all-0219&ad_id=332673970237&gclid=EAIaIQobChMI4ICQt8_R4AIVZTbTCh33pw2tEAQYDiABEgIBuvD_BwE&ID=41529&cur_warehouse=CN)
- [13] Abus: Katalog kladkostrojů. [online]. [cit. 2019-10-06]. Dostupné z: [http://www.iteco.cz/files/ckeditor/Soubory/katalogy\\_2015/Schwenkkran-CZ.pdf](http://www.iteco.cz/files/ckeditor/Soubory/katalogy_2015/Schwenkkran-CZ.pdf)

- [14] Conduxtic: Nárazníky. [online]. [cit. 2019-03-06]. Dostupné z:  
[https://www.conduxtic.cz/sites/default/files/downloads/KAT0170-0002-D\\_Gummi-\\_und\\_Cell-Puffer\\_Programme\\_0170\\_0180.pdf](https://www.conduxtic.cz/sites/default/files/downloads/KAT0170-0002-D_Gummi-_und_Cell-Puffer_Programme_0170_0180.pdf)
- [15] Brano: Zvedací zařízení, pojízdné kladkostroje. [online]. [cit. 2019-04-16]. Dostupné z:  
<https://www.brano-zz.cz/vyroba/zvedaci-zarizeni/pojizdne-kladkostroje/pojizdny-kladkostroj-z22005t-10t/#download>

**SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ**

$\phi_1$	[-]	Dynamický součinitel gravitačních účinků od hmotnosti jeřábu
$\delta$	[-]	Hodnota používaná při výpočtu (1)
$\phi_2$	[-]	Dynamický součinitel pro účinky kmitání, při zvedání volně ležícího břemene
$\phi_{2min}$	[-]	Minimální hodnota součinitele $\phi_2$
$\beta_2$	[sm <sup>-1</sup> ]	Součinitel závislý na tuhosti jeřábu
$v_h$	[ms <sup>-1</sup> ]	Zvedací rychlost kladkostroje
$\phi_3$	[-]	Dynamický součinitel náhlého uvolnění břemena zdvihu
$\Delta m_B$	[Kg]	Uvolněná část břemena zdvihu
$m_B$	[Kg]	Hmotnost břemena zdvihu
$\beta_3$	[-]	Součinitel počítaný s uvolněním břemene
$\phi_4$	[-]	Dynamický součinitel zohledňující jízdu po nerovném povrchu
$\phi_5$	[-]	Dynamický součinitel zohledňující zrychlení pohonů
$\phi_{6D}$	[-]	Dyn. souč. při dynamické zkoušce
$\phi_{6S}$	[-]	Dyn. souč. při statické zkoušce
$\phi_7$	[-]	Dynamický součinitel způsobený silami na nárazníky
$\xi$	[-]	Součinitel pružinových nárazníků
$m_V$	[Kg]	Hmotnost výložníku
$m_P$	[Kg]	Hmotnost podpory
$m_K$	[Kg]	Hmotnost kladkostroje
$m_S$	[Kg]	Hmotnost sloupu
$m_{VP}$	[Kg]	Hmotnost výložníku s podporou
$m_C$	[Kg]	Hmotnost celé konstrukce
$m_{BK}$	[Kg]	Hmotnost břemene zdvihu s kladkostrojem

$F_{op}$	[N]	Ovládací síla pojezdu kladkostroje
$F_{oz}$	[N]	Ovládací síla zdvihu kladkostroje
$v_p$	[ms <sup>-1</sup> ]	Pojezdová rychlost kladkostroje
$F_O$	[N]	Odstředivá síla působící na kladkostroj
$\omega_V$	[rad <sup>-1</sup> ]	Úhlová rychlost kladkostroje při otáčkách $n_V$
$n_V$	[s <sup>-1</sup> ]	Otáčky výložníku
$F_N$	[N]	Síla působící na nárazníky
$a_{BK}$	[ms <sup>-2</sup> ]	Zrychlení kladkostroje
$E_k$	[J]	Kinetická energie
$\beta$	[°]	Úhel vyklopení břemene mimo hlavní osu výložníku
$F_{KL}$	[N]	Síla vyvolaná vychýlením břemena z hlavní osy výložníku
$F_{SZ}$	[N]	Síla vyvolaná břemenem s kočkou při statické zkoušce
$m_{stat}$	[Kg]	Hmotnost břemene s kočkou při statické zkoušce
$F_{DZ}$	[N]	Síla vyvolaná břemenem s kočkou při dynamické zkoušce
$F_{CK 1-6}$	[N]	Síla vyvolaná hmotností celé konstrukce
$F_{S 1,2}$	[N]	Síla vyvolaná hmotností sloupu
$F_{V,P 3-6}$	[N]	Síla vyvolaná hmotností výložníku a podpory
$F_{B,K}$	[N]	Síla vyvolaná hmotností břemena a kladkostroje
U7	[-]	Místo s maximálním vyložením kladkostroje označený jako uzel
U6	[-]	Místo s minimálním vyložením kladkostroje označený jako uzel
A1	[-]	Zdvihání a přemisťování břemen; zrychlení pohonu zdvihu se neuvažuje (kombinace zatížení)
A2	[-]	Náhlé uvolnění části břemena zdvihu, síly od pohonů zdvihu se zde neuvažují (kombinace zatížení)
A3	[-]	Zohlednění sil od pohonů zdvihu se zavěšeným břemenem (kombinace zatížení)
C3	[-]	Jeřáb za podmínek zkoušky; vlivy prostředí se neuvažují (kombinace zatížení)

C4	[-]	Jeřáb s břemenem zdvihu v kombinaci se silami na nárazníky (kombinace zatížení)
C5	[-]	Jeřáb s břemenem zdvihu v kombinaci s klopíci silami (kombinace zatížení)
C8	[-]	Jeřáb při neúmyslném odpadnutí břemena (kombinace zatížení)
P1-6	[mm]	Délky prutů jeřábu 1 – 6 při výpočtu VVÚ
$\delta_{I-III}$	[-]	Místa řezů při výpočtu $\sigma_{red}$
$\sigma_o$	[MPa]	Napětí v ohybu
$M_{OZ}$	[Nmm]	Moment kolem osy Z
$M_{OY}$	[Nmm]	Moment kolem osy Y
$I_x$	[mm <sup>4</sup> ]	Moment setrvačnosti k ose ohybu X
$I_y$	[mm <sup>4</sup> ]	Moment setrvačnosti k ose ohybu X
$\sigma_t$	[MPa]	Normálové napětí
$F_{Cx}$	[N]	Reakční síla ve vazbě C v ose X
$S_V$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha průřezu výložníku
$Mk_X$	[Nmm]	Krouticí moment kolem osy X
b	[mm]	Šířka příruby výložníku
h	[mm]	Výška průřezu výložníku
$Tk$	[MPa]	Napětí od kroutícího momentu
$W_x$	[mm <sup>3</sup> ]	Průřezový modul k ose ohybu X výložníku
$\sigma_{red,HMH}$	[MPa]	Redukované napětí dle podmínky HMH
$\alpha$	[-]	Výpočtový součinitel podmínky HMH
$\Delta\sigma_{Rd}$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Návrhový rozkmit napětí únosnosti
$\Delta\sigma_{Sd}$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Největší rozkmit návrhových normálových napětí
$\Delta\sigma - \log N$	[m]	Konstanta sklonu křivky
$\gamma_{mf}$	[-]	Dílčí součinitel spolehlivosti únavové pevnosti

$m$	[-]	Konstanta sklonu křivky
$S_m$	[-]	Parametr historie napětí
$\varphi_0$	[-]	Základní hodnota pro stanovení imperfekce sloupu
$\alpha_h$	[m <sup>-1</sup> ]	Redukční součinitel v závislosti na výšce sloupu
$\alpha_m$	[-]	Redukční součinitel pro jeden sloup
$m$	[-]	Počet sloupů v řadě
$N_{ed}$	[N]	Návrhová hodnota tlakové síly
$N_{c,rd}$	[N]	Návrhová únosnost průřezu v prostém tlaku
$A$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha průřezu profilu
$f_y$	[MPa]	Mez kluzu
$\gamma_{M0-2}$	[-]	dílčí součinitel únosnosti profilu třídy 0-2
$M_{ed}$	[Nm]	Návrhová hodnota ohybového momentu
$M_{c,rd}$	[Nm]	Návrhová únosnost v ohybu
$W_y$	[mm <sup>3</sup> ]	Průřezový modul k ose ohybu Y
$M_{b,rd}$	[Nm]	Návrhový moment únosnosti nosníku při klopení
$\chi_{LT}$	[-]	Součinitel klopení
$\alpha_{LT}$	[-]	Součinitel imperfekce při klopení
$\Phi_{LT}$	[-]	Hodnota pro výpočet součinitele klopení
$\lambda_{LT}$	[-]	Poměrná štíhlost při klopení
$M_{cr}$	[Nm]	Pružný kritický moment při klopení
$d_{\check{c}}$	[mm]	Osazený průměr čepu C pro ložisko C
$F_{CXC}$	[N]	Síla v nebezpečném místě na čepu C
$a$	[mm]	Vzdálenost osazení k těžišti většího průměru na čepu C
$b$	[mm]	Délka osazení čepu C

$\tau_{\check{c}c}$	[MPa]	Smykové napětí na čepu C
$K_{\check{c}c}$	[-]	Bezpečnost čepu C
$M_A$	[Nm]	Ohybový moment v místě A na čepu C
$\sigma_{oc}$	[MPa]	Ohybové napětí čepu C v místě A
$F_{CY}$	[N]	Reakční síla ve vazbě C v ose Y
$l_v$	[mm]	Délka svaru
$a_v$	[mm]	Tloušťka svaru
$S_v$	[mm <sup>2</sup> ]	Účinná plocha průřezu svaru
$\tau_s$	[MPa]	Smykové napětí
$F_{BX}$	[N]	Reakční síla ve vazbě B v ose X
$F_{BXB}$	[N]	Radiální síla působící na ložiska B
$d_{\check{c}b}$	[mm]	Průměr čepu ložiska B
$K_{B2}$	[-]	Bezpečnost čepů ložisek
$Z_{1-3}$	[mm]	Vzdálenost šroubů patky od klopné hrany
$M_h$	[Nm]	Návrhová hodnota klopného momentu působící na patku
$F_{S1-3}$	[N]	Síly působící na šrouby patky
$X$	[Nm <sup>-1</sup> ]	Konstanta pro výpočet maximální tahové síly působící na šrouby patky
$\sigma_k$	[MPa]	Tahové napětí ve šroubech patky
$A_s$	[mm <sup>2</sup> ]	Průřezová plocha šroubů patky
$\sigma_D$	[MPa]	Max. hodnota dovoleného napětí
$F_{KLS}$	[N]	Síla působící na šrouby patky ve smyku
$M_Y$	[Nm]	Moment působící v ose Y patky
$n_s$	[-]	Počet šroubů patky
$D_s$	[mm]	Průměr rozteče šroubů na patce



$\tau^I$	[MPa]	Smykové napětí ve svaru související s posouvající silou
$T_2$	[N]	Návrhová hodnota posouvající síly
$J_{pu}$	[mm <sup>3</sup> ]	Jednotkový polární kvadratický moment účinného průřezu
$M_2$	[Nm]	Návrhová hodnota ohybového momentu ve svaru
$\tau^{II}$	[MPa]	Ohybové napětí na svaru
$r_B$	[mm]	Největší vzdálenost od svaru k těžišti
$\tau$	[MPa]	Výsledné napětí ve svaru
$\tau_D$	[MPa]	Max. dovolené napětí svaru
$d_p$	[mm]	Průměr drátku pružiny
$D_p$	[mm]	Střední průměr pružiny
$n_a$	[-]	Počet závitů pružiny
$k_p$	[Nmm <sup>-1</sup> ]	Výpočet tuhosti pružiny
$l_p$	[mm]	Délka stlačení pružiny pro odbrzdění
$F_p$	[N]	Síla pružiny
$F_{L''X''}$	[N]	Síla v laně
$\alpha$	[rad]	Úhel opásání

## SEZNAM PŘÍLOH

### Příloha:

Výpočtová část sloupového jeřábu v programu excel (viz. příložené CD)

### Výkresová dokumentace:

SESTAVA JEŘÁBU	S-01-00
SVAŘENEC VÝLOŽNÍKU	S-02-00
SVAŘENEC SLOUPU	S-03-00
ČEP C	S-01-03
PŘÍRUBA C1	S-01-04
PŘÍRUBA C2	S-01-06
VÝZTUHA	S-02-02
VÝLOŽNÍK	S-02-03
PODPORA	S-02-04
NOSIČ LOŽISEK B	S-02-05
SLOUP	S-03-01
PODPĚRA PATKY	S-03-05
PATKA	S-03-06